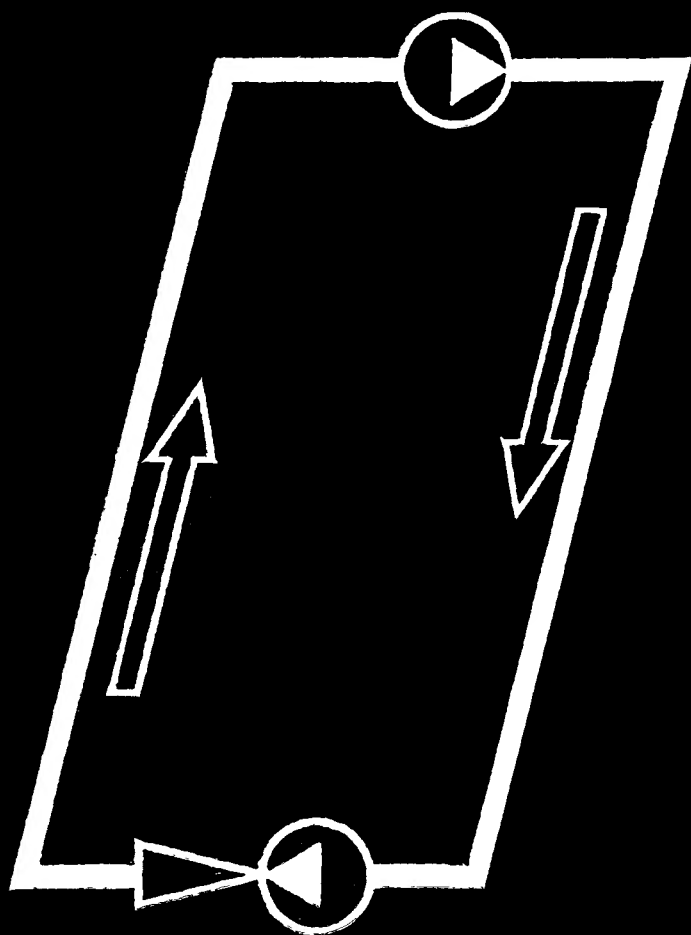


VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Б.Ф. Лямаев

ГИДРОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ И УСТАНОВКИ



ББК 31.56
Л97
УДК 621.694.3

Рецензент д-р техн. наук проф. В. С. Дикаревский

Лямаев Б. Ф.

Л97 Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. 256 с., ил.

ISBN 5-217-00278-6

В книге приведены инженерные методы расчета и конструирования струйных насосов и установок, их обобщенные рабочие и кавитационные характеристики. Рассмотрены схемные и конструктивные решения для различных установок с гидроструйными и лопастными (центробежными и вихревыми) насосами: гидротранспортных, вакуумных, для преобразования рабочих характеристик лопастных насосов и др.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией гидравлических, гидротранспортных, пневматических установок и систем в различных отраслях народного хозяйства.

Л $\frac{2305020000-260}{038(01)-88}$ 260-88

ББК 31.56

ISBN 5-217-00278-6

© Издательство «Машиностроение». 1988.

ПРЕДИСЛОВИЕ

За более чем столетний период, прошедший с момента создания струйных аппаратов, достигнут значительный прогресс как в области совершенствования конструкций аппаратов, так и в разработке методов их расчета. Конструктивное усовершенствование аппаратов позволило увеличить за этот период их коэффициент полезного действия (КПД) с 5—8 до 30—40 %. Указанные значения соизмеримы с КПД вихревых и некоторых типов центробежных насосов.

Особый интерес в связи с необходимостью повышения эффективности и интенсификации различных отраслей народного хозяйства представляют универсальные автономные быстропереналаживаемые установки, в которых гидроструйные аппараты используются совместно с лопастными насосами. Такие установки позволяют существенно расширить функциональные возможности серийного насосного оборудования. На основе совместного применения лопастных и гидроструйных насосов можно увеличить в несколько раз напор или подачу, допустимую вакуумметрическую высоту всасывания лопастных насосов, перекачивать этими насосами гидросмеси и газы, создавать вакуум или получать сжатый воздух, осуществлять смешение жидких, твердых и газообразных сред и многие другие операции.

С другой стороны, создание указанных установок позволяет достичь больших значений КПД по сравнению с КПД отдельно расположенного струйного насоса. Повышение КПД достигается за счет того, что большую часть полезной работы по перекачке жидкости в комплексной установке совершает лопастной насос, а струйный аппарат выполняет лишь те технологические функции, которые не может выполнять лопастной насос (осуществляет самовсасывание, подавляет кавитацию, перекачивает газы и т. п.).

Исследованию и расчету гидроструйных аппаратов в нашей стране посвящен ряд основополагающих работ, выполненных в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана Ю. К. Кирилловским и Л. Г. Подвидзом, во Всесоюзном теплотехническом институте им. Ф. Э. Дзержинского Е. Я. Соколовым и Н. М. Зингером, в Московском инженерно-строительном институте им. В. В. Куйбышева П. Н. Каменевым. Материалы этих

исследований были опубликованы более 10—15 лет назад [10, 23, 27, 65]. Кроме того, в последний период только в нашей стране ежегодно публикуются десятки статей и изобретений по струйным аппаратам. Указания работы, а также статьи и изобретения не только не исчерпывают рассматриваемой в книге проблемы, а скорее подчеркивают необходимость ее дальнейшей разработки. Можно с определенностью сказать, что в научно-технической литературе, изданной в нашей стране, вопросы проектирования, расчета и эксплуатации многофункциональных установок с гидроструйными и лопастными насосами не получили необходимого освещения.

Поэтому основной задачей книги является изложение инженерных методов расчета и конструирования указанных установок. Книга состоит из двух частей. В первой части рассматриваются вопросы конструирования и расчета рабочих и кавитационных характеристик технологических элементов комплексных установок: гидроструйных насосов для жидкостей (гл. 1), для гидротранспортирования твердых веществ (гл. 2), жидкостно-газовых аппаратов (гл. 3), лопастных насосов (гл. 4). Эта часть книги в теоретическом плане основывается на результатах ранее выполненных фундаментальных исследований [10, 23, 65]. Автором проведено обобщение имеющихся в литературе сведений по расчету и конструированию, разработаны обобщенные рабочие и кавитационные характеристики гидроструйных аппаратов. Вторая часть книги посвящена комплексным многофункциональным установкам с гидроструйными и лопастными насосами. Здесь приведен инженерный метод расчета рабочих и кавитационных характеристик установок (гл. 5). В последующих (6—10) главах рассматриваются принцип действия, методика расчета и графики обобщенных характеристик конкретных установок, предназначенных для обеспечения самовсасывания и увеличения высоты всасывания лопастных насосов, для подъема жидкости с большой глубины, для преобразования характеристик центробежных насосов, для гидротранспортирования твердых веществ, а также вакуумных, компрессорных и смесительных установок с жидкостно-газовыми струйными аппаратами.

Приведенные в книге графики показывают характеристики и область оптимального применения конкретных установок, а также позволяют облегчить их расчет. Большинство описанных в книге установок и методы их расчета получили апробацию в практике различных отраслей народного хозяйства страны.

Автор выражает глубокую признательность Л. И. Трубицкой за кропотливый труд по подготовке рукописи.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — отношение плотностей, $a = (\rho_T - \rho_{ж})/\rho_{ж}$;
 C — кавитационный коэффициент быстроходности насоса;
 c — удельная теплоемкость;
 $D_1, D_2, D_{экв}$ — соответственно диаметр входа, диаметр выхода и эквивалентный диаметр рабочего колеса центробежного насоса;
 d_c, d_T — диаметр выходного сечения сопла и диаметр камеры смешения (горловины) гидроструйного аппарата;
 d — основной геометрический параметр гидроструйного аппарата с центральным соплом, $d = d_T/d_c$;
 $d_{тр}$ — диаметр трубопровода;
 $d_{сл}$ — диаметр сливного трубопровода водовоздушного эжектора;
 d_i — средняя крупность твердых частиц из i -го интервала;
 E_G, H — весовой напор;
 E_m — массовый напор;
 E_V — объемный напор (давление);
 G_H — средний массовый расход воздуха, подсасываемого водовоздушным эжектором;
 g — ускорение свободного падения;
 H_a — напор, соответствующий атмосферному давлению;
 $H_{вак}$ — вакуумметрическая высота всасывания;
 $H_{вс}$ — геометрическая высота всасывания;
 $H_{доп\,вак}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания;
 $H_{доп\,вс}$ — допустимая геометрическая высота всасывания;
 $H_{наг}$ — манометрический напор (высота нагнетания) насоса;
 $H_{н.п}$ — напор, соответствующий давлению насыщенных паров жидкости;
 $H_{п}$ — полезный напор гидроструйного насоса;
 H_p — рабочий напор гидроструйного насоса;
 $H_{см}$ — напор, выраженный в метрах столба гидросмеси;
 $H_{с.н}$ — номинальная высота самовсасывания насоса;
 H_T — теоретический напор центробежного насоса;
 $\bar{h}$ — безразмерный напор гидроструйного аппарата;
 $h_T, h_{п}, h_{н}, h_{ц}$ — соответственно гидравлические сопротивления горловины (камеры смешения), диффузора, кольцевого и центрального сопел гидроструйного аппарата;
 $i_{г.с}, i_{ж}$ — соответственно удельные гидравлические сопротивления при движении в трубах гидросмеси и жидкости;
 $\bar{K}$ — безразмерный геометрический параметр гидроструйного аппарата, равный отношению площадей кольцевого сопла и центрального сопла, $\bar{K} = (d_T^2 - d_c^2)/d_c^2$;
 $k_{п}$ — поправочный коэффициент к объемному коэффициенту подсоса водовоздушного эжектора, учитывающий давление насыщенных паров жидкости, $k_{п} = 1 - \rho_{н.п}/\rho_{ж}$;

- k_T — поправочный коэффициент к объемному коэффициенту подсоса водовоздушного эжектора, учитывающий разницу температур рабочей воды T_p и подсасываемого воздуха T_n , $k_T = T_n/T_p$;
- k_H, k_Q, k_η — соответственно эмпирические поправочные коэффициенты для напора, расхода и КПД при пересчете характеристик центробежных насосов в случае работы их на вязких жидкостях;
- $k_c, k_{час}$ — соответственно секундный и часовой коэффициенты неравномерности потребления жидкости в гидросистемах;
- k_p — константа растворимости газов;
- L — характерный геометрический размер;
- L_v — общий уровень вибрации;
- $L_{ш}$ — общий уровень звукового давления;
- l_r — длина камеры смещения (горловины) гидроструйного аппарата;
- $l_{ст}$ — длина свободной струи;
- m — геометрический параметр гидроструйного аппарата, $m = d^2 = d_T^2/d_c^2$;
- m_i — массовое процентное содержание твердых веществ в гидросмеси из i -го интервала по крупности d_i ;
- m_p — коэффициент режима потребления жидкости из гидросистемы;
- N — мощность;
- N_H — гидравлическая мощность насоса;
- $N_{вх}, N_{п.с}, N_c, N_{тр}, N_d$ — потери мощности в элементах гидроструйного насоса соответственно: на входе потока в камеру смещения, при смешении рабочего и пассивного потоков, в рабочем сопле, на трение в камере смешения, в диффузоре;
- $N_{зат}$ — мощность, затрачиваемая на работу гидроструйного насоса, $N_{зат} = N_{пол} + N_{пот}$;
- $N_{пол}$ — мощность, полезно используемая при работе гидроструйного насоса;
- $N_{пот}$ — общие потери мощности при работе гидроструйного насоса, $N_{пот} = N_{вх} + N_{п.с} + N_c + N_{тр} + N_d$;
- $N_{см}$ — мощность, потребляемая центробежным насосом при перекачке гидросмеси с плотностью $\rho_{см}$;
- $n_{вх}, n_{п.с}, n_c, n_{тр}, n_d$ — отношение потерь мощности $N_{вх}, N_{п.с}, N_c, N_{тр}, N_d$ к мощности $N_{зат}$;
- n — частота вращения насоса;
- $n_{уд}$ — удельная частота вращения насоса;
- n_s — коэффициент быстроходности насоса;
- n_{max} — максимальная частота вращения насоса;
- n_H — частота включения насоса в единицу времени;
- n_T — число включений насоса за промежуток времени ΔT ;
- $n_{сут}$ — число включений насоса за сутки;
- p — давление;
- $\bar{p}$ — безразмерное давление;
- p_a — атмосферное давление;
- p_v — парциальное давление воздуха в паровоздушной смеси;
- p_K — давление, при котором в жидкости возникает кавитация;
- p_H — давление низконапорной (пассивной) среды у гидроструйного аппарата;
- $p_{н.п}$ — давление насыщенных паров жидкости;
- p_c — давление смеси сред на выходе из гидроструйного аппарата (давление сжатия);

- p_p — давление рабочей (активной) жидкости на входе в гидроструйный аппарат;
 Q — подача жидкости;
 Q_v — объемная подача жидкости;
 Q_m — массовая подача жидкости;
 Q_G — весовая подача жидкости;
 $Q_{в.н}$ — объемная подача воздуха самовсасывающим насосом при номинальной высоте самовсасывания;
 $Q_{нас}$ — подача центробежного насоса;
 $Q_{пол}$ — полезная подача установки;
 Q_n — объемный расход (подача) перекачиваемой гидроструйным аппаратом среды;
 Q_p — объемный расход (подача) рабочей среды через сопло гидроструйного аппарата;
 Q_c — суммарный объемный расход (подача) перекачиваемой и рабочей сред на выходе из гидроструйного аппарата;
 $Q_{в}$ — объемный расход подсосываемой эжектором газовой воздушной смеси;
 Q_n — расход жидкости, проходящей через рабочее колесо центробежного насоса;
 $\bar{q}$ — безразмерный полезный расход гидроструйного аппарата, $\bar{q} = u = Q_n/Q_p$;
 q — средняя за цикл подача насоса гидропневматической установки;
 q_n — утечка жидкости в центробежном насосе;
 $R_{в}$ — газовая постоянная для воздуха;
 Re — число Рейнольдса;
 r — коэффициент в формуле для КПД установок с гидроструйным и центробежным насосами;
 S — площадь;
 S_r, S_c — соответственно площади поперечного сечения горловины (камеры смещения) и выходного сечения рабочего сопла гидроструйного аппарата;
 s — эффективность восстановления давления в диффузоре гидроструйного аппарата;
 s_{m1} — отношение массового расхода твердого материала, содержащегося в гидросмеси, к массовому расходу жидкости;
 s_{m2} — отношение массового расхода твердого вещества, содержащегося в гидросмеси, к массовому расходу гидросмеси;
 s_{v1} — отношение объема твердого материала, содержащегося в гидросмеси, к объему жидкости;
 s_{v2} — отношение объема твердого материала, содержащегося в гидросмеси, к объему гидросмеси;
 T_p, T_n — соответственно абсолютные температуры рабочей жидкости и сухого воздуха на всасывании водовоздушного эжектора;
 t — продолжительность рабочего цикла при повторно-кратковременном режиме работы;
 $t_{с.д}$ — допустимая продолжительность самовсасывания насоса;
 $t_{с. min}$ — минимальное время самовсасывания насоса;
 u — объемный коэффициент подсоса гидроструйного насоса, $u = Q_n/Q_p$;
 u_o — объемный коэффициент подсоса водовоздушного эжектора, $u_o = Q_n/Q_p$;
 $u_{ж}$ — объемный коэффициент подсоса гидроструйного насоса по жидкой фазе;

- μ_T — объемный коэффициент подсоса гидроструйного насоса по твердой фазе;
- μ_K — объемный коэффициент подсоса гидроструйного насоса, при котором возникает кавитация;
- $\mu_K^{г.т}$ — объемный коэффициент подсоса гидроструйного насоса, перекачивающего гидросмесь, при котором возникает кавитация;
- V — объем;
- $V_{ж}, V_T$ — соответственно объем жидкости и объем твердого материала в гидросмеси, перекачиваемой насосом;
- v — скорость жидкости;
- $v_{кр}$ — критическая скорость движения гидросмеси в трубах;
- v_n, v_p, v_0 — средние скорости подсосываемого потока соответственно на входе в камеру смешения, на выходе из рабочего сопла и на выходе из диффузора гидроструйного насоса;
- W — полная удельная механическая энергия жидкости;
- z_1, z_2 — расстояние от рассматриваемого сечения (1 или 2) по линии действия ускорения свободного падения до плоскости сравнения;
- α_K — корректив кинетической энергии (коэффициент Корнолиса);
- $\alpha_{ж}$ — отношение объемных коэффициентов подсоса гидроструйного насоса по жидкой и твердой фазам, $\alpha_{ж} = \mu_{ж}/\mu_T$;
- α_m — массовый коэффициент подсоса гидроструйного аппарата, $\alpha_m = \rho_n Q_n / (\rho_p Q_p)$;
- α_v — отношение средних скоростей пассивного и активного потоков жидкости на входе в камеру смешения гидроструйного аппарата;
- β — безразмерный напор гидроструйного насоса;
- $\beta_{к.д}$ — корректив количества движения (коэффициент Буссинеска);
- δ — толщина стенок трубы (сопла);
- Δe — надкавитационный напор (кавитационный запас);
- Δh — соответственно объемный, массовый и весовой надкавитационный напор (кавитационный запас);
- Δt — промежуток времени;
- ΔT — приращение температуры;
- ζ — коэффициент местного гидравлического сопротивления;
- η — коэффициент полезного действия (КПД);
- θ — гидравлическая крупность частиц твердой фазы гидросмеси;
- κ — число кавитации;
- μ — коэффициент расхода сопла;
- ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости;
- ρ — плотность;
- $\sigma_{кр}$ — критический безразмерный перепад напора на входе пассивного потока в камеру смешения гидроструйного насоса, при котором возникает кавитация;
- τ — температура;
- φ — коэффициент скорости;
- $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ — соответственно коэффициенты скорости рабочего сопла, камеры смешения, диффузора и входа в камеру смешения гидроструйного аппарата;
- ω_n — номинальная угловая скорость вращения рабочего колеса насоса.

ВВЕДЕНИЕ

Насос является гидромашиной, преобразующей подводимую к ней внешнюю энергию в механическую энергию капельной жидкости.

В настоящее время все насосы разделяют на динамические и объемные (ГОСТ 17398—72). В основу такой классификации положен механизм передачи внешней энергии к перекачиваемой жидкости. В динамических насосах энергия передается за счет действия массовых (инерционных) сил или сил жидкостного трения, а в объемных насосах — за счет сил давления на поверхность жидкости, т. е. вытеснения жидкости из определенного объема.

К динамическим насосам относят, в частности, такие широко распространенные в различных областях техники насосы, как лопастные (центробежные, осевые), в которых на жидкость действуют преимущественно инерционные силы, а также вихревые и гидроструйные насосы, где энергия передается жидкости в основном за счет жидкостного трения.

В ряде случаев к классу лопастных насосов кроме центробежных и осевых относят и вихревые насосы [82]. Такой подход имеет вполне четкое обоснование. У всех этих типов насосов напор создается за счет вращения лопастного рабочего колеса. Кроме того, центробежные, осевые и вихревые насосы имеют идентичные рабочие и кавитационные характеристики. Поэтому в книге во всех случаях, когда рассматриваемые положения относятся ко всем указанным типам насосов, центробежные, осевые и вихревые насосы объединяются под названием лопастных. Если же рассматриваемые положения касаются по отдельности только центробежного, осевого или вихревого насоса, то это оговаривается.

Центробежные насосы применяют практически во всех отраслях народного хозяйства. Осевые насосы имеют преимущества при перекачке больших расходов жидкости при относительно небольших напорах. Вихревые насосы используют в тех случаях, где требуется обеспечить малые подачи при сравнительно высоких напорах, а также когда нужно обеспечить самовсасывание или перекачку жидкостей, содержащих нерастворенные газы.

Область использования насосов объемного типа ограничивается в основном высокими давлениями и малыми подачами.

К числу преимуществ наиболее часто применяемых лопастных насосов относятся следующие: возможность непосредственного соединения с быстроходными двигателями вращения (электродвигателями, паровой или газовой турбиной); высокий КПД, достигающий до 0,90 и более для крупных насосов; относительно малые габаритные размеры и масса; возможность обеспечения практически равномерного (без пульсаций) потока; простота обслуживания и др.

Лопастным насосам присущи и недостатки: отсутствие для большинства насосов возможности осуществления самовсасывания жидкости при расположении их выше уровня в приемном резервуаре; ограничение из-за возникновения кавитации допустимой вакуумметрической высоты всасывания, особенно при перекачке нагретых и легкокипящих жидкостей; невозможность перекачки газожидкостных смесей и существенные ограничения при перекачке гидросмесей, содержащих твердые примеси; существенное снижение КПД при малых подачах и больших напорах, а также при перекачке вязких жидкостей; невозможность при регулировании увеличить напор выше значения, имеющего место при нулевой подаче.

Значительное распространение в различных отраслях техники получили гидроструйные насосы (аппараты)¹.

Гидроструйными насосами называют устройства, предназначенные для осуществления процесса взаимного перемешивания струи рабочей (активной) жидкости с потоком подсасываемой (пассивной) среды и последующего их совместного транспортирования. Пассивная среда может быть жидкостью, газом или гидросмесью, содержащей кроме жидкости твердые или газообразные дисперсные примеси. Таким образом, внешняя энергия к гидроструйным насосам подводится рабочей жидкостью.

Для обеспечения смешения активной и пассивной сред и их последующего совместного транспортирования необходимо, чтобы активная (рабочая) жидкость имела более высокое давление p_p , чем давление p_n низконапорной (пассивной) среды. Смесью сред после аппарата будет иметь давление p_c , которое является промежуточным между p_p и p_n , т. е. $p_n \leq p_c < p_p$.

Широкое распространение гидроструйных аппаратов (табл. 1) обусловлено следующими их преимуществами: высокой самовсасывающей способностью и возможностью перекачки жидкостей, газов, газожидкостных смесей, гидросмесей, содержащих твердые примеси, агрессивных сред; отсутствием подвижных деталей, простотой устройства; малыми габаритными размерами

¹ В настоящее время кроме термина «гидроструйный насос» часто используют термины «гидроструйный (струйный) аппарат», «гидроэлеватор», «гидроэжектор», «гидроинжектор» и т. п. (см. табл. 1).

Классификация гидроструйных аппаратов по назначению [65]

Тип аппарата	Перекачиваемая среда	Давление	
		низконапорной (пассивной) среды p_n	смеси после аппарата p_c
Гидроструйный насос	Жидкость	Любое	Любое
Струйный насос для гидротранспортирования (гидроэлеватор)	Дисперсные твердые вещества или их смесь с жидкостью	»	»
Гидроструйный вентилятор	Газ (воздух)	Атмосферное	Менее 0,105 МПа
Гидроструйный эжектор	» »	Меньше атмосферного	Атмосферное
Гидроструйный компрессор	» »	Любое	Более 0,105 МПа

и массой, возможностью размещения в труднодоступных местах; простотой регулирования подачи и напора.

Гидроструйные насосы имеют и существенные недостатки, к числу которых прежде всего относятся: отсутствие автономного привода, необходимость использования для привода постороннего источника напорной жидкости; низкий КПД собственно гидроструйного насоса¹, не превышающий в лучших конструкциях значения 0,35—0,4; безвозвратный сброс большого количества жидкости, используемой в качестве рабочей (активной) среды, и др.

Многие из перечисленных недостатков, присущих отдельно установленным лопастным или гидроструйным насосам, могут быть устранены при создании и использовании установок, в которых центробежные и гидроструйные насосы применяют совместно. Такие установки обладают комплексом показателей, которым не обладает в отдельности гидроструйный или центробежный насос. Прежде всего это относится к расширению возможностей серийных центробежных насосов.

В частности, на основе совместного применения центробежных и гидроструйных насосов могут быть созданы установки, позволяющие добиться следующих преимуществ:

изменять в широком диапазоне рабочие характеристики центробежных насосов (увеличивать в несколько раз создаваемый ими напор или подачу);

увеличивать до десятков и даже сотен метров глубину, с которой можно поднимать жидкость центробежными насосами, расположенными выше резервуара (источника);

¹ КПД установок с гидроструйными насосами (аппаратами) может быть значительно выше.

предотвращать кавитацию в центробежных насосах, работающих при значительных вакуумметрических высотах всасывания, а также при работе на нагретых, перегретых или легкокипящих жидкостях;

перекачивать гидросмеси с твердыми и (или) газообразными включениями;

создавать вакуум и откачивать газы (струйные вакуум-насосы), создавать давление газа (струйные компрессоры);

охлаждать или очищать воздух (газ) от примесей (струйные установки с диспергированной струей жидкости);

осуществлять смешивание и растворение жидких, твердых и газообразных сред и выполнять многие другие функции.

С другой стороны, создание универсальных установок с гидро-струйными и лопастными насосами позволяет не только наиболее полно использовать технологические преимущества струйных насосов в части надежности, простоты изготовления и конструкции, обеспечения самовсасывания, возможности перекачки жидких, твердых и газообразных сред, но и дает возможность увеличить КПД установок по сравнению с КПД струйных насосов. КПД гидроструйных насосов имеет естественный предел, обусловленный неизбежностью потерь при смешивании рабочего (активного) и перекачиваемого (пассивного) потоков. Поэтому повышение КПД установок с центробежными и гидроструйными насосами может быть достигнуто, если большую часть работы по перекачке жидкости (гидросмеси) будет совершать центробежный насос, имеющий высокий КПД. Струйный насос будет выполнять лишь те технологические функции, которые не может осуществить центробежный насос (осуществлять самовсасывание, подавлять кавитацию, перекачивать газы или твердые вещества).

Основные показатели насосов и установок. Большое разнообразие показателей и характеристик насосов и установок, приводимых в технической литературе, подчас приводит к затруднениям и неоднозначности при их использовании. Поэтому целесообразно рассмотреть основные показатели, характеризующие работу насосов и установок [86]: технологические, эргономические и надежностные.

Обычно различают *номинальные* показатели, при которых насос (установка) должен эксплуатироваться, и *оптимальные*, соответствующие максимальному экономическому эффекту от использования насоса (установки). Под оптимальным режимом чаще всего понимают работу в режиме максимального КПД. Во многих случаях номинальный и оптимальный режимы работы насосов и установок не совпадают. Это объясняется необходимостью в реальных (производственных) условиях обеспечить какой-либо показатель работы установки, который не совпадает на рабочих характеристиках насоса (установки) с режимом максимального КПД.

Рассмотрим основные показатели насосов (установок), подробнее всего — технологические.

К технологическим показателям насосов (установок) можно отнести: подачу Q , напор H , мощность N ; вид и параметры энергетического питания привода; характеристики перекачиваемых и потребляемых сред (плотность ρ , температуру t , наличие или отсутствие в жидкости твердых или газообразных примесей); кавитационные (антикавитационные) свойства; характеристики самовсасывания; коэффициенты полезного действия (КПД); массу, габаритные размеры насоса или установки.

Подача насоса (установки) — это количество жидкости Q , перекачиваемой насосом (установкой) в единицу времени. Различают объемную подачу Q_v (м³/с), массовую подачу Q_m (кг/с) и весовую подачу Q_g (Н/с). Между этими величинами существует следующая зависимость:

$$Q = Q_v = Q_m/\rho = Q_g/(\rho g), \quad (1)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

В характеристиках насосов обычно принято задавать объемную подачу $Q_v = Q$, т. е. объем жидкости, полезно используемый потребителем, при давлении, измеренном на выходе из насоса¹. Для гидроструйных насосов кроме полезной (пассивной) подачи должен быть задан расход рабочей (активной) жидкости².

Напором насоса называют разность удельных механических энергий³ жидкости на выходе из насоса (сечение 2) и на входе в него (сечение 1). Различают *объемный* E_v , *массовый* E_m и *весовой* $E_g = H$ напоры. Если выразить скорости жидкости через подачу Q_v и площади входного S_1 и выходного S_2 трубопроводов, то напор насоса можно вычислить по приведенным ниже формулам⁴.

Объемный напор (Дж/м³; Па), который также называют давлением насоса,

$$E_v = g(\rho_2 z_2 - \rho_1 z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{\rho_2 Q_v^2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\rho_1 \alpha_1}{\rho_2 S_1^2} \right). \quad (2)$$

¹ Для несжимаемых жидкостей не имеет значения, при каком давлении измерен объемный расход. Для газов давление имеет определяющее значение.

² При перекачке струйным аппаратом газов объемный расход обычно приводят к давлению на всасывании. В необходимых случаях этот расход (подачу) газа можно привести к нормальным атмосферным условиям.

³ Полная удельная механическая энергия жидкости W складывается из механической энергии e и удельного теплосодержания Δt_c (Δt — приращение температуры; c — удельная теплоемкость). В большинстве случаев для гидронасосов второй величиной можно пренебречь, так как она мала по сравнению с первой.

⁴ В качестве p_1, p_2 при расчетах насосов целесообразно принимать абсолютное гидростатическое давление: $p_1 = p_a + p$, где p_a — атмосферное давление; p — избыточное (сверхатмосферное, манометрическое) давление. Это позволяет во всех случаях работы насосов — как при подпоре (давлении) на их всасывании, так и при вакууме — оперировать с положительными величинами.

Массовый напор (Дж/кг; м²/с²)

$$E_m = g(z_2 - z_1) + (p_2/\rho_2 - p_1/\rho_1) + \frac{Q_V^2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^3} - \frac{\rho_1 \alpha_1}{\rho_2 S_1^3} \right). \quad (3)$$

Весовой напор (Дж/Н; м столба жидкости)

$$E_G = H = (z_2 - z_1) + \frac{1}{g} \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) + \frac{Q_V^2}{2g} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^3} - \frac{\rho_1 \alpha_1}{\rho_2 S_1^3} \right). \quad (4)$$

Здесь z_1, z_2 — расстояние от рассматриваемого сечения по линии действия ускорения g до плоскости сравнения, м; p_1, p_2 — абсолютное гидростатическое давление в рассматриваемом сечении, Па; α_1, α_2 — корректив кинетической энергии (коэффициент Кориолиса) в рассматриваемом сечении.

Весовой напор имеет смысл в условиях определенного и постоянного поля гравитации. Он увеличивается с уменьшением ускорения свободного падения, а в условиях невесомости становится равным бесконечности. Поэтому весовой напор, широко используемый в настоящее время (на территории СССР он колеблется за счет изменения гравитационных сил в пределах 0,35 %, а в целом на Земле — в пределах 0,6 %), неудобен для характеристик насосов летательных и космических объектов.

В случае несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$):

$$E_V = g\rho(z_2 - z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{\rho Q_V^2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^3} - \frac{\alpha_1}{S_1^3} \right); \quad (2a)$$

$$E_m = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{\rho} (p_2 - p_1) + \frac{Q_V^2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^3} - \frac{\alpha_1}{S_1^3} \right); \quad (3a)$$

$$E_G = H = (z_2 - z_1) + \frac{1}{\rho g} (p_2 - p_1) + \frac{Q_V^2}{2g} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^3} - \frac{\alpha_1}{S_1^3} \right). \quad (4a)$$

На практике очень часто для высоконапорных насосов скоростным напором и энергией положения пренебрегают вследствие их малости по сравнению со статическим давлением. Действительно, используя выражение (4a), можно видеть, что при $(p_2 - p_1)/(\rho g) = 20$ м величина $z_2 - z_1$ даже для крупных насосов не превышает 0,3—0,4 м, а при равенстве S_1 и S_2 скоростной напор стремится к нулю. Однако для низконапорных насосов выражение для напора, по-видимому, надо принимать в полном виде в соответствии с формулами (2a)—(4a).

Полезная гидравлическая мощность $N_{п.г}$ идет на повышение удельной энергии полезно используемой жидкости и представляет собой произведение подачи (объемной, массовой или весовой) на соответствующий напор, определяемый по формулам (2)—(4):

$$N_{п.г} = \rho_2 E Q. \quad (5)$$

Полная мощность насоса N расходуется на приведение его в действие. Она подводится извне в виде энергии приводного двигателя или с расходом рабочей жидкости, подаваемой к струйному аппарату под определенным напором.

Коэффициент полезного действия (КПД) η насоса — отношение полезной гидравлической мощности $N_{п.г}$ к полной подводимой мощности N . Обычно η выражается в процентах:

$$\eta = \frac{N_{п.г}}{N} 100 = \frac{\rho_2 E Q}{N} 100. \quad (6)$$

К показателям кавитации относят надкавитационный напор (кавитационный запас) — избыток удельной энергии жидкости над удельной энергией (упругостью) ее насыщенных паров:

объемный надкавитационный напор (Па)

$$\Delta e_v = (p - p_{н.п}) + \alpha v^2/2; \quad (7)$$

массовый надкавитационный напор ($\text{м}^2/\text{с}^2$; Дж/кг)

$$\Delta e_m = (p - p_{н.п})/\rho + \alpha v^2/2; \quad (8)$$

весовой надкавитационный напор (м; Дж/Н)

$$\Delta h = (p - p_{н.п})/(\rho g) + \alpha v^2/(2g), \quad (9)$$

где p , $p_{н.п}$ — давление жидкости и давление упругости насыщенных паров жидкости, Па; v — скорость жидкости.

Для разных стадий развития кавитации различают следующие надкавитационные напоры¹:

подавляющий $\Delta e_{под}$ — значение надкавитационного напора, при котором в насосе не проявляется никаких признаков кавитации; при испытаниях насосов в качестве величины $\Delta e_{под}$ обычно принимают такой надкавитационный напор, при котором начинается повышение уровня вибрации и звукового давления на частотах $1 \cdot 10^3$ — $2 \cdot 10^4$ Гц, что вызвано появлением в жидкости мельчайших парогазовых пузырьков;

эрозионный (парогазовый) Δe_e — значение надкавитационного напора, при котором обнаруживается эрозионное воздействие жидкости на проточную часть насоса; начало эрозии обнаруживается методом лаковых покрытий или путем анализа виброзвуковых характеристик;

параметрический $\Delta e_{п}$ — значение надкавитационного напора, при котором появляются устойчивые кавитационные каверны; при испытаниях насосов рекомендуется в качестве $\Delta e_{п}$ принимать величину, при которой напор насоса уменьшается на 2 % по сравнению с бескавитационной работой при неизменной (заданной) подаче;

срывной $\Delta e_{ср}$ — значение надкавитационного напора, при котором $\Delta E/d(\Delta e) = 0,5$, где ΔE — относительное изменение напора насоса; $d(\Delta e)$ — изменение надкавитационного напора;

предельный $\Delta e_{пр}$ — наименьшее значение надкавитационного напора, при котором еще сохраняется кинематическое подобие (подобие течений) в модельном и испытываемом (натурном) насосах.

¹ Место замера надкавитационного напора для каждого насоса должно задаваться или специально оговариваться.

Перечисленные кавитационные показатели являются объективными, однако для насосов важно знать *необходимый надкавитационный напор* Δe_n . Этот параметр должен быть обеспечен в процессе эксплуатации для того, чтобы насос работал без существенного снижения напора и КПД или чтобы была ограничена приемлемыми пределами скорость кавитационной эрозии деталей насоса либо какие-нибудь другие показатели.

К показателям самовсасывания относятся следующие.

Номинальная высота самовсасывания $H_{c.n}$ — расстояние по вертикали от свободной поверхности жидкости до верхней точки области возникновения кавитационных явлений, при которой насос обеспечивает самовсасывание жидкости определенного вида и последующую нормальную работу при температуре 20°C и атмосферном давлении ($0,1013$ МПа).

Подача воздуха при номинальной высоте самовсасывания $Q_{в.н}$ — объемный расход (подача) воздуха, приведенный к давлению на входе в насос при отсутствии противодавления на выходе из насоса, атмосферном давлении $0,1013$ МПа и температуре воздуха 20°C . Показатель применим только для насосов со стабильной во времени характеристикой самовсасывания. Изменение подачи воздуха при самовсасывании во времени (нестабильность характеристики) определяется в основном нагревом жидкости, что характерно для рециркуляционных систем самовсасывания.

Минимальное время самовсасывания $t_{c.min}$ — время, в течение которого насос, работающий при номинальной высоте самовсасывания и отсутствии противодавления на выходе и имеющий подводящий трубопровод заданных диаметра и длины, осуществляет самовсасывание.

Допустимая продолжительность самовсасывания $t_{c.д}$ — время, в течение которого допускается работа самовсасывающего насоса при номинальной высоте в режиме самовсасывания. При отсутствии режимных ограничений время $t_{c.д}$ обычно принимается [86] равным времени, в течение которого подача воздуха уменьшается на 25 % (например, вследствие нагрева жидкости для рециркуляционных установок и насосов).

К эргономическим показателям насосов и установок относятся следующие:

внешняя утечка q , т. е. расход жидкости, вытекающий из насоса в наружную среду (например, через сальники) при номинальном режиме и определенном (заданном) давлении на входе;

уровень звукового давления $L_{ш}$ — общий уровень звукового давления в дБ при пороговом значении $L_{ш.0} = 2 \cdot 10^{-5}$ Па, измеренном на расстоянии 1 м от наружного контура насоса (установки) в заданных точках при номинальном режиме работы насоса (установки);

уровень вибрации L_v — общий уровень вибрации в дБ по эффективному (среднеквадратическому) значению колебательной скорости или ускорения, измеренный на опорной поверхности

насоса (установки) в направлении, перпендикулярном к ней, в точках, где вибрация максимальна¹.

Для некоторых насосов (установок) применяют ряд специальных параметрических показателей — таких как допустимая продолжительность работы при нулевой подаче (при закрытой напорной задвижке) и т. п.

При выборе показателей надежности (наработка на отказ, ресурс, вероятность безотказной работы и т. п.) необходимо установить эксплуатационные допуски на рабочие параметры, так как чем больше допуск, тем выше надежность насоса.

Подобие насосов. Определить формы движения жидкости в насосах теоретическим путем на современной стадии развития науки не всегда представляется возможным. Поэтому в практике проектирования лопастных и струйных насосов во многих случаях используют опытные данные. Научно обоснованное обобщение результатов экспериментов можно выполнить с помощью методов теории подобия. *Подобными* называются явления, у которых все характеризующие их величины находятся между собой в постоянных соотношениях. Таким образом, при подобии потоков жидкости в насосах по известным характеристикам потока жидкости в одном из них (модели) можно получить характеристики потока жидкости в другом (натурном) насосе простым пересчетом. Такой переход аналогичен переходу от одной системы единиц физических величин к другой.

Для обеспечения возможности такого перехода от модельного образца к натурному необходимо соблюдение геометрического, кинематического и силового (гидродинамического) подобия.

Геометрическое подобие границ потоков (проточных полостей насосов) — необходимое условие подобия самих насосов. При соблюдении этого условия все сходственные линейные размеры проточной части сравниваемых насосов должны находиться в постоянном соотношении. Геометрическое подобие, кроме того, включает подобие относительных шероховатостей стенок проточной части насосов, толщин обтекаемых профилей.

Кинематическое подобие — это подобие траекторий движения частиц жидкости и равенство скоростей в сходственных точках потока (т. е. планы скоростей модельного и натурального потоков должны быть подобны).

Силовое (гидродинамическое) подобие означает полное подобие потоков и характеризуется равенством отношений сил одинаковой

¹ Уровень вибрация по скорости определяется по отношению к нулевому уровню, равному $5 \cdot 10^{-8}$ м/с в октавных полосах частот от номинальной частоты вращения до 2800 Гц, а по ускорению — по отношению к нулевому уровню, равному $3 \cdot 10^{-4}$ м/с² в октавных ~~полосах частот от номинальной частоты~~ вращения до 11 200 Гц [86].

физической природы, действующих на частицы жидкости или на границы потока, в сходственных точках. Силовое подобие в насосах возможно только при кинематическом подобии. Силовое подобие напорных установившихся потоков требует равенства чисел Рейнольдса Re .

Характеристики насосов, используемые в практике. *Размерные гидравлические характеристики* насосов — это взаимозависимости основных параметров насосов (расхода Q , напора H , надкавитационного напора Δe , мощности N , а для центробежных насосов и частоты вращения n) и зависимости этих параметров от плотности жидкости ρ , вязкости ν . Если все параметры переменны, то общую характеристику необходимо строить в многомерном пространстве. Такую характеристику невозможно изобразить графически и даже трудно себе представить. Поэтому приходится вводить определенные комплексы, составленные из указанных величин, принимая некоторые из них постоянными.

Для лопастных насосов *нормальные гидравлические характеристики* обычно строят, принимая: $\omega_n = \text{var}$ (номинальная угловая скорость вращения); $\Delta e \geq \Delta e_{\text{под}}$ (бескавитационная работа насоса); $\nu \leq \nu_{\text{пр}}$ (где $\nu_{\text{пр}}$ — предельная вязкость, определяемая из соотношения $Re > Re_{\text{кр}}$; $Re_{\text{кр}}$ — критическое число Рейнольдса, при котором имеет место автомодельный режим, т. е. характеристики насосов не зависят от вязкости); $\rho = \rho_{\text{const}}$.

Наибольший интерес для различных видов насосов представляют следующие нормальные характеристики: напорная $H = f(Q)$, мощностная $N = f(Q)$, энергетическая $\eta = f(Q)$.

Если режим работы насоса не позволяет выполнить указанные выше условия, обеспечивающие получение нормальных характеристик (когда угловая скорость ω_n , надкавитационный напор Δe , вязкость ν или концентрация и размеры взвешенных частиц приводят к тому, что для насоса в целом не соблюдается динамическое подобие), то используют *частные гидравлические характеристики*. Обычно на одном графике приводят ряд частных характеристик для нескольких фиксированных значений параметров, нарушающих условия подобия. Так, частные гидравлические характеристики H , N , $\eta = f(\Delta e)$ строят для ряда фиксированных значений надкавитационного напора Δe . При этом для регулируемого насоса строят не менее трех частных кавитационных характеристик (при трех значениях Δe), а для регулируемых — не менее трех при каждом фиксированном положении регулирующих органов. Общее число положений регулирующего органа берут не менее пяти.

Частная кавитационная характеристика представляет собой зависимость необходимого надкавитационного напора Δe_n от подачи Q , т. е. $\Delta e_n = f(Q)$. В практике частную кавитационную характеристику иногда совмещают с нормальными характеристиками насосов H , N , $\eta = f(Q)$, что позволяет оценить влияние Δe на изменение H , N , η .

Относительные характеристики — это такие, в которых за единицу величины характеризующихся параметров принимают определенные значения этих параметров, например напор, расход, мощность и КПД, соответствующие оптимальному режиму (режиму максимального КПД).

Безразмерные характеристики выражают зависимости одной безразмерной комбинации параметров насоса от другой. Безразмерные характеристики могут быть распространены на весь безразмерный (подобный) ряд насосов, характеризующихся, например, геометрическим масштабным коэффициентом. С этой точки зрения они очень удобны. Однако при использовании безразмерных характеристик необходимо учитывать возможность нарушения условий кинематического и динамического подобия, например вследствие возникновения кавитации или из-за влияния вязкости и других факторов.

ГИДРОСТРУЙНЫЕ И ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

Глава 1

СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ОДНОРОДНЫХ ЖИДКОСТЕЙ

1.1. Принцип действия и конструкции струйных насосов

Гидроструйным насосом называется динамический насос трения, в котором перекачиваемая (пассивная) среда (жидкость, газ или смесь жидкости с газом или твердыми частицами) перемещается внешним потоком (струей) рабочей (активной) жидкости. Энергия от одного потока жидкости к другому передается силами, действующими на поверхности рабочей струи.

Схемы струйных насосов весьма разнообразны. На рис. 1.1 приведены схемы наиболее известных и распространенных конструкций нерегулируемых гидроструйных насосов, а на рис. 1.2 — гидроструйных насосов с регулируемыми геометрическими параметрами, причем регулирование производится за счет изменения площади выходного сечения рабочего (активного) сопла или площади поперечного сечения камеры смешения (горловины). Несмотря на разнообразие конструкций в большинстве струйных насосов можно выделить следующие элементы: активное (рабочее) сопло, камеру смешения (горловину), диффузор, входной участок горловины для пропуска пассивного потока, выполняемый, как правило, в виде конфузора. Рабочее коническое сопло (насадок) в основном устанавливают соосно (по центру) с камерой смешения (рис. 1.1, а; 1.2), а также в виде кольца, размещенного по периферии камеры смешения (рис. 1.1, б), или комбинированно (рис. 1.1, в). В некоторых случаях применяют многосопловые гидроструйные аппараты (рис. 1.1, г). Плоскость среза активного сопла (сопл) должна или находиться во входном сечении камеры смешения, или быть выдвинута из него против течения на некоторое расстояние (обычно не более чем на один—три калибра сопла).

Процесс смешения активной и пассивной сред в гидроструйных насосах с центральной струей можно условно разделить на два участка. Течение жидкости на начальном участке происходит подобно распространению затопленной турбулентной струи. На

границах затопленной струи образуется обширная расширяющаяся зона смешения — турбулентный пограничный слой. Вследствие вовлечения частиц жидкости в пограничный слой растекание струи в камере смешения будет происходить не в толще неподвижной жидкости, а в спутном подсасываемом потоке. При этом угол

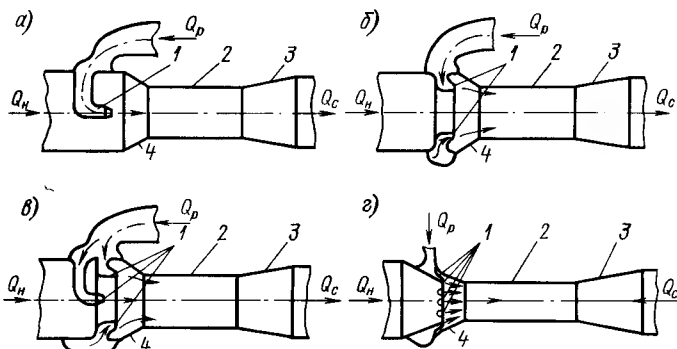


Рис. 1.1. Схемы нерегулируемых гидроструйных насосов: а — с центральным соплом; б — с кольцевым соплом; в — с центральным и кольцевым соплами; г — многосопловой; 1 — сопло; 2 — камера смешения; 3 — диффузор; 4 — конфузор

расширения струи будет тем меньше, чем больше скорость подсасываемого (спутного) потока. Кроме турбулентного пограничного слоя имеется уменьшающееся по мере удаления от сопла ядро скоростей жидкости, истекающей из сопла. Благодаря тому что

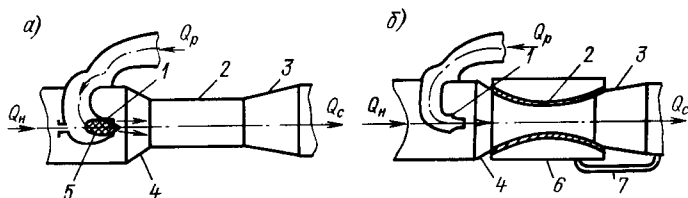


Рис. 1.2. Схемы насосов с регулируемыми геометрическими параметрами: а — с регулируемой площадью выходного сечения сопла; б — с регулируемой площадью поперечного сечения камеры смешения [а. с. 390304 (СССР)]; 1 — сопло; 2 — камера смешения; 3 — диффузор; 4 — конфузор; 5 — «нгла» для регулирования площади выходного сечения сопла; 6 — дополнительная полость для изменения площади поперечного сечения камеры смешения; 7 — трубопровод для подачи жидкости в камеру б

в пограничный слой непрерывно вовлекаются частицы из перекачиваемой среды, общий расход жидкости в струе по мере удаления от среза сопла возрастает. В определенном сечении рост пограничного слоя прекращается за счет ограничения стенками камеры смешения. Начиная от этого сечения прекращается вовлечение новых масс перемещаемой среды в струю активной жидкости. Но в этом сечении скорость по радиусу распределена еще не равномерно.

Поэтому требуется дополнительный участок стабилизации в камере смешения длиной до 6—10 ее диаметров, на котором происходит дальнейшее выравнивание параметров потока.

После выравнивания полей давлений и скоростей смешанный поток, обладающий еще большой скоростью, подается в диффузор, где происходит преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления.

Подсос пассивного потока в струе рабочей жидкости происходит, по современным воззрениям, в результате взаимодействия сил турбулентного трения, вызывающего появление вихрей рабочей (активной) и подсасываемой (пассивной) сред во входном

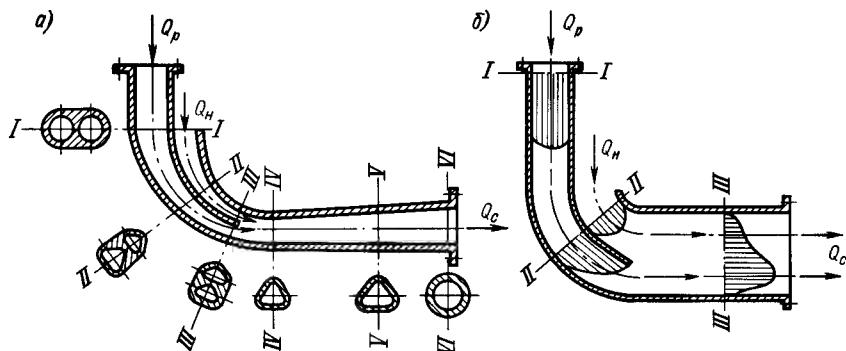


Рис. 1.3. Схемы асимметричных струйных насосов: *a* — по а. с. 193930 (СССР);
b — по пат. 3650637 (США);
 I—I—VI—VI — поперечные сечения

сечении камеры смешения, где устанавливается давление p , которое ниже давления пассивной среды. Сложение вихревого и поступательного движения жидкостей создает, согласно теореме Кутта—Жуковского, подъемную силу, поперечную по отношению к направлению поступательного движения. При этом происходит перемешивание активного и пассивного потоков.

Различными авторами предложен ряд новых, отличных от предыдущих конструкций струйных аппаратов. Так, на рис. 1.3 приведены конструкции струйных насосов, выполненных в виде колена (поворота) на трубопроводе. При этом активная среда, как правило, подается по наружному колену, а пассивная подсасывается по внутреннему. На рис. 1.4 изображены три конструкции щелевых струйных аппаратов.

Рабочая жидкость (рис. 1.4, *a*) подается по трубе 1 и отражается от пластины 5, к которой в зоне максимального понижения гидростатического давления присоединен всасывающий патрубок 4; смесь сред изливается в щель между пластинами 5 и 7 и через кожух 3 и патрубок 2 отводится к потребителю. Пластины 5 и 7 удерживаются на заданном расстоянии с помощью крепежных болтов 6.

Струйный аппарат, представленный на рис. 1.4, б, является усовершенствованным аппаратом, изображенным на рис. 1.4, а. Рабочая струя поступает по трубке 1 в сопло 8 и, отражаясь от пластины 5, образует симметричную круговую зону отражения. Всасывающая полость в виде проточки 9 использует всю зону пониженного давления, образованную истекающей из сопла 8 струей. Пассивная среда подсасывается по патрубку 4, просверленному в корпусе 10.

Щелевой струйный аппарат, приведенный на рис. 1.4, в, аналогичен по конструкции аппарату, изображенному на рис. 1.4, б,

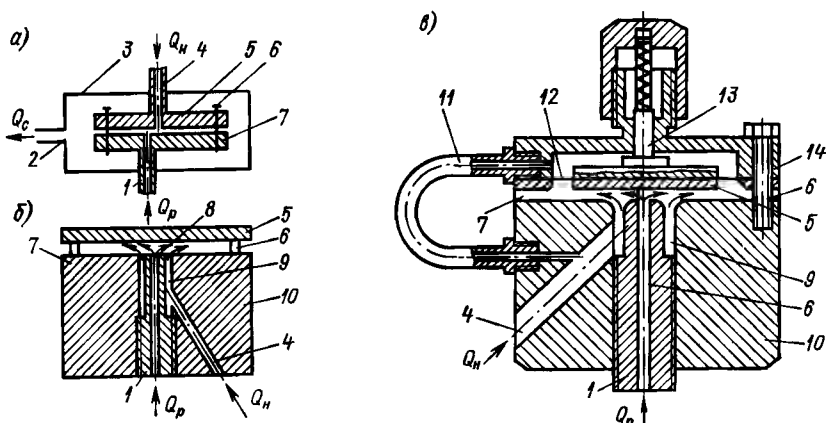


Рис. 1.4. Схемы щелевых струйных насосов по авторским свидетельствам СССР: а — а. с. 210663; б — а. с. 338687; в — а. с. 901654

но является регулируемым, так как отражающая пластина 5 опирается на эластичную диафрагму 12, закрепленную во фланцах 14. Отражающая пластина 5 опирается также на шток 13 с пружиной. Полость над диафрагмой 12 сообщена трубкой 11 со всасывающим отверстием 4, просверленным в корпусе насоса 10. При изменении давления всасывания отражающая пластина 5 может перемещаться под действием пружины и диафрагмы 12.

Следует отметить, что струйные аппараты, изображенные на рис. 1.3 и 1.4, выполнены на стадии изобретательских решений и результаты исследований их характеристик нам пока неизвестны. Поэтому в книге в основном рассматриваются традиционные струйные насосы, конструкции которых изображены на рис. 1.1 и 1.2 (с центральным и кольцевым соплами).

Имеются и другие предложения по конструкциям струйных аппаратов. Так, на рис. 1.5 изображены специальные конструкции струйных насосов для эжектирования тонкого слоя плавающей жидкости с поверхности другой, более тяжелой жидкости, а также для придонного эжектирования топлива, например из баков летательного аппарата.

В первом из этих аппаратов (рис. 1.5, а) активная среда 7 подается в ресивер 1 и, проходя через круговое щелевое сопло 2, эжектирует с поверхности слой плавающей жидкости 3, подавая смесь рабочей и пассивной сред в диффузор 8 и далее на сброс по трубе 9. Размер кольцевой щели для пассивного потока 3 можно регулировать поплавком 4, перемещаемым с помощью штока 6, имеющим в нижней части утолщение 5, а в верхней — резьбу 10.

Струйный аппарат, изображенный на рис. 1.5, б, отличается от обычных струйных насосов лишь конструкцией всасывающей полости. На основании предварительно проведенного анализа

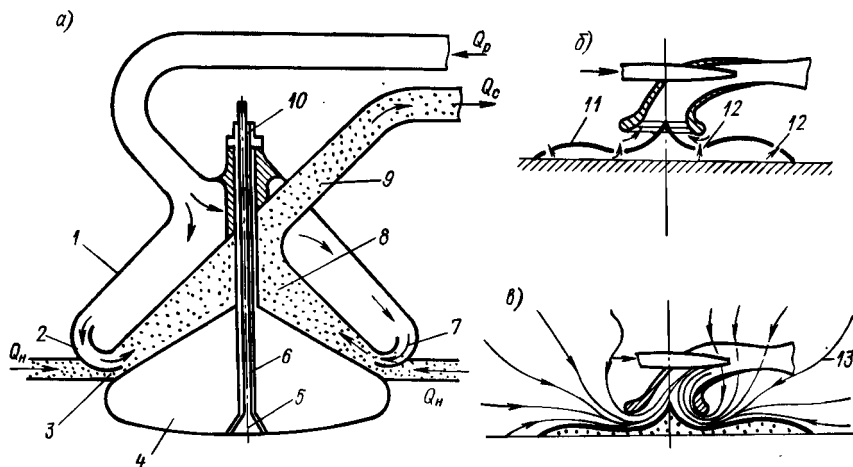


Рис. 1.5. Схемы струйных насосов для эжектирования жидкости: а — для эжектирования легкой жидкости с поверхности более тяжелой жидкости [а. с. 626252 (СССР)]; б — для придонного эжектирования жидкости [а. с. 282065 (СССР)]; в — распределение линий тока у всасывающего отверстия

линий тока 13 жидкости у всасывающего отверстия гидроструйного насоса (рис. 1.5, в) может быть построен специально профилированный экран 11 с отверстиями 12 (рис. 1.5, б), обеспечивающий максимальную откачку жидкости со дна бака.

На рис. 1.6 изображены сблокированные струйные насосы, позволяющие увеличить подачу откачиваемой среды. Насос, приведенный на рис. 1.6, а, собран из профилированных тарелей, образующих в поперечном сечении обычные струйные насосы, имеющие диффузор 1, камеру смешения 2, конфузор 3. Рабочие сопла 9 собраны из штампованных или литых деталей, закрепленных на трубе 4, подводящей активную жидкость. Для организации потоков рабочей (активной) и подсосываемой (пассивной) сред по трубам 4 и 8 часть рабочих сопел 5 и камер смешения 6 заглушены. Подсосываемая среда подводится снизу по трубе 8. Конструкция в целом стянута болтами 7. Струйный насос, изображенный на рис. 1.6, б, аналогичен по конструкции предыдущему,

однако для обеспечения технологичности сборки и изготовления основные детали его выполнены путем намотки полосы по спирали с последующей сваркой.

Необходимо отметить, что конструктивное усовершенствование гидроструйных насосов в определенной мере идет за счет создания регулируемых аппаратов. Учитывая, что отношение площади поперечного сечения камеры смешения (горловины) S_r к площади выходного сечения сопла S_c является одним из основных геометрических критериев подобия, определяющим тип гидроструйного насоса и вид его гидравлических характеристик,

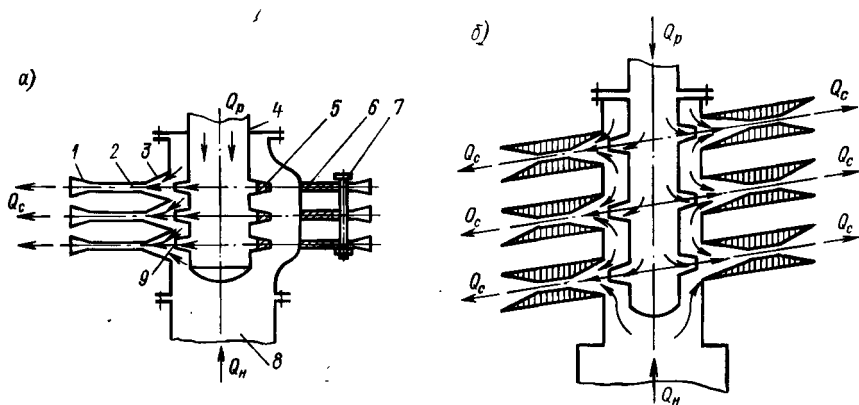


Рис. 1.6. Схемы заблокированных струйных щелевых насосов: а — по а. с. 180290 (СССР); б — по а. с. 800434 (СССР)

подобно тому как коэффициент быстроходности определяет тип лопастного (центробежного) насоса, были предприняты многочисленные попытки сконструировать регулируемые струйные насосы. Одно из направлений таких разработок охватывает способы регулирования площади выходного сечения сопла. Конструктивные решения здесь разделились. Ряд авторов использует принцип непрерывного регулирования: за счет введения «иглы» в сопло (см., например, рис. 1.2, а), путем установки на выходе из сопла эластичной полый втулки, обжимаемой при вращении сопла, и т. п. Другие специалисты пошли по линии дискретного регулирования, предлагая ряд конструкций, позволяющих быстро заменять сопло одного диаметра соплом другого диаметра. Однако следует помнить (см. п. 1.4), что если отношение S_r/S_c является основным критерием геометрического подобия гидроструйных насосов, то все остальные линейные размеры аппарата должны быть функцией от этого отношения. Поэтому изменение одного только отношения S_r/S_c не обеспечивает оптимальной работы аппарата при замене сопла.

Аналогичное положение возникает и при попытках изменить только площадь поперечного сечения камеры смешения (см.

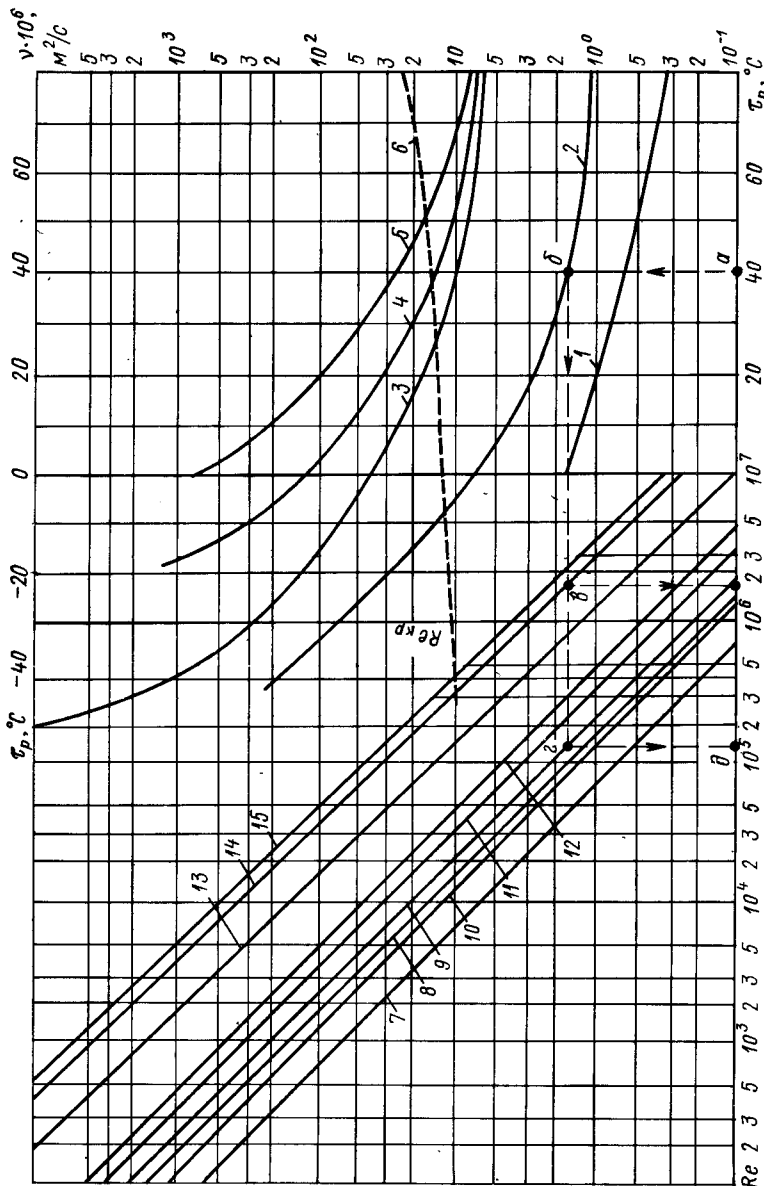


Рис. 1.7. Нома-
грамма для оп-
ределения числа
Рейнольдса в
гидроуструйных
насосах с цен-
тральным соп-
лом в зависимо-
сти от кинемати-
ческого коэффи-
циента вязкости
жидкости ν , ее
температуры τ_p ,
диаметра рабо-
чего сопла d_c и
располагаемого
перепада давлени-
я Δp_p .

1 — 6 — кривые $\nu = f(\tau_p)$ для различных жидкостей и воздуха (1 — вода; 2 — керосин; 3 — жидкость АМГ-10; 4 — масло АУ; 5 — масло веретенное; 6 — воздух); 7 — 15 — кривые $Re = f(\nu, d_c, \Delta p_p)$:

Номер кривой	7	8	9	10	11	12	13	14	15
d_c , мм	5	5	5	5	10	10	10	100	100
Δp_p , МПа	0,1	1	10	0,1	1	10	0,1	1	10

рис. 1.2, б). Поэтому предпринимаются попытки создать аппараты, в которых можно заменить всю проточную часть. Но такие конструкции, несомненно, будут проигрывать в массогабаритных показателях по сравнению с обычными струйными аппаратами.

Использование для расчета струйных насосов геометрического подобия является обоснованным только в том случае, когда сопротивление отдельных конструктивных элементов струйного насоса не зависит от их абсолютных размеров, напоров (давлений), расходов, вязкости, кавитации¹ и т. п.

В качестве критерия динамического подобия можно принять число Рейнольдса, записываемое в следующем виде:

$$Re = d_0 v_p / \nu = d_0 \sqrt{2 \Delta p_p / \rho} / \nu, \quad (1.1)$$

где d_0 — диаметр выходного сечения сопла; $v_p = \sqrt{2 \Delta p_p / \rho}$ — скорость истечения рабочей жидкости из сопла при $\varphi_0 = 1$; ν — кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

Принято считать, что при $Re \geq 10^6$ в гидроструйных насосах соблюдается автомодельный режим и введение поправок на вязкость при расчете не требуется.

На рис. 1.7 приведена номограмма для определения числа Рейнольдса в гидроструйных насосах с центральным соплом для различных жидкостей. На этой номограмме значение $Re = 10^6$ отмечено как критическое ($Re_{кр}$).

Можно написать и другое выражение для числа Рейнольдса, если за характерную скорость принять среднее ее значение в конце камеры смешения $v_{2г}$, а за характерный линейный размер — диаметр камеры смешения (горловины) d_r :

$$Re^* = d_r v_{2г} / \nu. \quad (1.2)$$

В этом случае Re^* зависит от режима работы гидроструйного насоса, т. е. от коэффициента подсоса. Отношение скорости жидкости в горловине $v_{2г}$ к скорости жидкости на выходе из сопла можно записать в виде

$$\frac{v_{2г}}{v_p} = \frac{Q_c}{S_r} : \frac{Q_p}{S_c} = \frac{Q_c}{Q_p} \frac{S_c}{S_r}, \quad (1.3)$$

где Q_c — суммарный расход жидкости, выходящей из гидроструйного насоса, $Q_c = Q_p + Q_n$; Q_p — расход рабочей жидкости; Q_n — расход подсасываемой жидкости; S_r , S_c — соответственно площадь поперечного сечения горловины² и сопла насоса.

Преобразуя (1.3), получаем

$$\frac{v_{2г}}{v_p} = \frac{Q_p + Q_n}{Q_p} \frac{S_c}{S_r} = (1 + u) \frac{d_c^2}{d_r^2}. \quad (1.4)$$

¹ Вопросы влияния кавитации будут рассмотрены в п. 1.4 особо.

² В современных конструкциях гидроструйных насосов обычно используют цилиндрическую камеру смешения. Поэтому в дальнейшем, если это специально не оговорено, будем считать камеру смешения цилиндрической.

Отсюда

$$v_{2r} = v_p (1 + u) \frac{d_c^2}{d_r^2}, \quad (1.5)$$

где $u = Q_n/Q_p$ — коэффициент подсоса.

Подставляя выражение (1.5) в (1.2), получаем

$$Re^* = \frac{d_r v_p}{\nu} (1 + u) \frac{d_c^2}{d_r^2} = \frac{d_c v_p}{\nu} \frac{d_c}{d_r} (1 + u), \quad (1.6)$$

или иначе

$$Re^* = Re (1 + u) \frac{d_c}{d_r}. \quad (1.7)$$

Необходимо отметить, что соблюдение Re^* при стендовых или натурных испытаниях гидроструйных насосов сопряжено с рядом трудностей. Поэтому в первом приближении можно сначала определить Re по формуле (1.1), а уже после окончательного расчета вычислить Re^* по формуле (1.7).

Как отмечают авторы работы [53], в некоторых условиях характеристики гидроструйных насосов могут зависеть от шероховатости поверхности их проточной части. П. Н. Каменев [23] даже ставит в непосредственную зависимость от нее расчетные величины для гидроструйных насосов. Однако, как показано в работе [53], коэффициент трения проточной части определяется в основном величиной Re , а влиянием шероховатости ее стенок в большинстве случаев можно пренебречь. Более того, можно показать, что использование В. П. Рудником [55] выводов П. Н. Каменева [23] о том, что напоры гидроструйных насосов в области малых коэффициентов подсоса u могут быть повышены за счет тщательной обработки поверхностей их проточной части, приводит при анализе параметров преобразователей характеристик центробежных насосов (см. гл. 8) к получению физически неверных результатов. Так, по данным В. П. Рудника [55], КПД струйных преобразователей может стать больше единицы, что, конечно, неверно.

Используя номограмму (рис. 1.7), можно видеть, что при перекачке гидроструйным насосом воды величина Re при изменении температуры от 0 до 80 °С находится в пределах от $4 \cdot 10^4$ до 10^7 , в то время как для более вязких жидкостей, таких как керосин, жидкость АМГ-10 и др., величина Re будет уменьшаться до 10^2 — 10^3 . Это может существенно ухудшить характеристики гидроструйных насосов, а при расчетах потребовать введения поправок на вязкость жидкости.

Анализируя выражение (1.7), можно видеть, что значение Re^* в камере смешения (горловине) обычно близко к значению Re , определяемому по формуле (1.1). Это объясняется тем, что, как показано ниже, при малых значениях отношения d_r/d_c коэффициент подсоса u обычно не превышает единицы; при больших значениях этого отношения ($d_r/d_c = 5$ — 10) коэффициент под-

сосо может составлять 5—10. Поэтому величина Re^* в этом случае также близка к значению Re , определяемому по формуле (1.1). Только для гидроструйных насосов с большим значением d_r/d_c при предельных (больших) значениях противодавления, когда $u \rightarrow 0$, величина Re^* может быть примерно на порядок меньше величины $Re_{кр}$. В тех случаях, когда число Рейнольдса близко к критическому значению $Re_{кр}$ или ниже его (см. рис. 1.7), при расчетах может потребоваться введение поправки на вязкость жидкости.

1.2. Расчет и гидравлические характеристики струйных насосов для однородных жидкостей

Методы расчета гидроструйных насосов. Впервые теория гидроструйных насосов была предложена Г. Цейнером¹ в 1863 г. [71]. Однако в связи со сложностью процессов, происходящих при смешении потоков, и взаимной передачей энергии от активного потока к пассивному до настоящего времени отсутствует общая аналитическая теория, позволяющая рассчитывать гидроструйные насосы, не обращаясь к использованию эмпирических величин. Отсутствие общей теории турбулентности, в частности, не позволяет определить длину, на которой осуществляется полное перемешивание потоков рабочей и эжектируемой жидкостей, а также значения коррективов кинетической энергии α_k (коэффициент Кориолиса) и количества движения $\beta_{k, д}$ (коэффициент Буссинеска) для характерных сечений струйного насоса. Для расчета гидроструйных насосов к настоящему времени предложены методы, основанные на следующих теориях: теории смешения двух потоков; теории распространения струи в массе покоящейся или движущейся жидкости; механике тел переменной массы.

Анализ методов расчета гидроструйных насосов приведен в работах [23, 65, 78]. Наибольшее распространение в практике получили методы расчета, разработанные в МВТУ им. Н. Э. Баумана Ю. Л. Кирилловским и Л. Г. Подвидзом [10, 53], в ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского Е. А. Соколовым и Н. М. Зингером [65], а также метод П. Н. Каменева [23]. Метод МВТУ предназначен в основном для расчета гидроструйных насосов, работающих на однородных или разнородных, но однофазных жидкостях. Методы ВТИ и П. Н. Каменева позволяют рассчитывать также и струйные аппараты, работающие на разнофазных жидкостях. В последние годы Г. Н. Сизовым предложен метод расчета, основанный на механике тел переменной массы [60, 61].

Посредством введения эмпирических соотношений и коэффициентов в аналитические уравнения удалось достаточно хорошо

¹ Первое применение водоструйного насоса приписывают Ж. Б. Веитури, который в 1859 г. использовал разработанную им трубу (сужающее устройство водомеров) для осушения болот в Северной Италии (вблизи г. Модены).

согласовать между собой результаты расчета гидроструйных насосов, полученные по любому из перечисленных методов. Поэтому в настоящее время появилась возможность произвести некоторые обобщения и построить необходимые для практической работы расчетные графики и номограммы нормальных и частных (с учетом кавитации и влияния вязкости жидкости) гидравлических характеристик струйных насосов, а также приступить

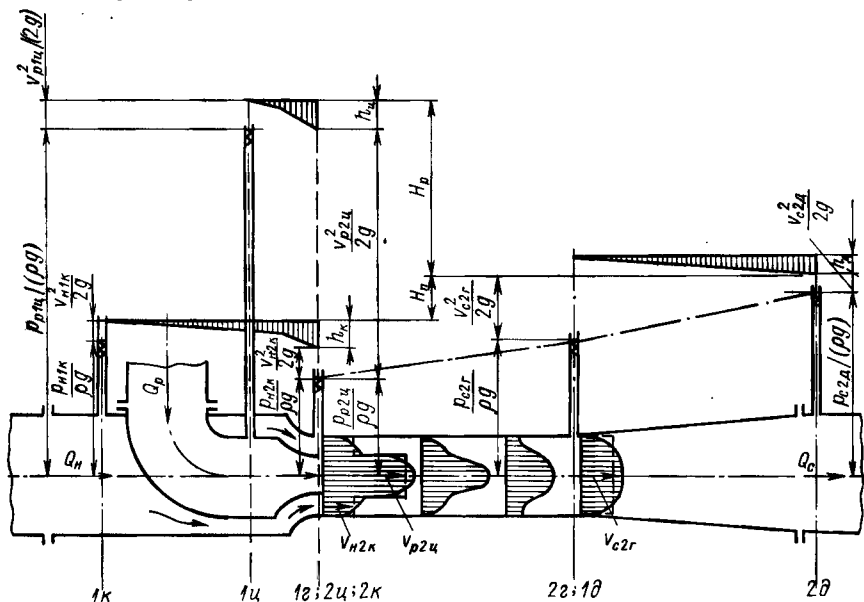


Рис. 1.8. Схема распределения давлений и скоростей жидкости в проточной части гидроструйного насоса с центральным соплом

к сравнительному исследованию ранее неизученных типов гидроструйных насосов, например насосов с кольцевым рабочим соплом [62], кольцевых насосов с двухповерхностной струей [43]. С другой стороны, наличие гидравлических, кавитационных и других характеристик струйных насосов позволяет разработать методы расчета и оптимизации комбинированных установок, в которых гидроструйные и другие насосы применяются совместно.

Основы расчета гидроструйных насосов, работающих на однородных жидкостях¹ ($\rho = \text{const}$). Сначала приведем расчетные соотношения для гидравлических характеристик аппаратов с центральным соплом (рис. 1.8), а затем для аппаратов с кольцевым соплом. Для общности введем следующие условные обозначения величин, характеризующих гидравлические режимы гидроструйных насосов. Напорам, давлениям, скоростям и расходам жидкости

¹ Расчет гидроструйных насосов для неоднородных рабочей и пассивной жидкостей приведен в п. 2.2.

в гидроструйных насосах будем присваивать следующие индексы: ц — центральное сопло; к — кольцевое сопло (вход в камеру смешения)¹; г — горловина (камера смешения); д — диффузор. При этом входное (по движению потока жидкости) сечение каждого из этих элементов обозначим цифрой 1, а выходное — 2. Для промежуточных сечений этих элементов в случае необходимости применим буквы а, б, с (x_a, x_b, x_c) и т. д., если таких сечений несколько. Учитывая, что рабочий и пассивный потоки жидкости могут двигаться как через центральное, так и через кольцевое сопло, будем присваивать рабочему потоку индекс р, пассивному (потоку низкого давления) — н, а смешанному — с. Таким образом, например, $p_{p1ц}$ будет обозначать гидростатическое давление рабочего потока (р) во входном сечении (1) центрального сопла (ц).

На рис. 1.8 приведены основные величины, характеризующие работу гидроструйного насоса с центральным рабочим соплом. При этом характерными (расчетными входным и выходным) сечениями являются: для рабочего потока жидкости, проходящего через центральное сопло, — 1ц и 2ц; для пассивного потока, протекающего через кольцевое сопло, — 1к и 2к; для смешанного потока (в конце камеры смешения) — 2г, а также сечения в начале и конце диффузора — 1д и 2д. Потери напора (удельной энергии) в центральном сопле обозначены на рис. 1.8 через $h_{ц}$, в кольцевом сопле — $h_{к}$, в диффузоре — $h_{д}$.

Гидравлический режим работы струйного насоса (рис. 1.8) можно охарактеризовать при $p = \text{const}$ следующими параметрами:

1) *рабочим напором* (затрачиваемым в гидроструйном насосе), равным разности удельных энергий рабочего потока на входе в насос (сечение 1ц) и смешанного потока на выходе из него (сечение 2д):

$$H_p = H_{p1ц} - H_{с2д} = \left(\frac{p_{p1ц}}{\rho g} + \frac{v_{p1ц}^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_{с2д}}{\rho g} + \frac{v_{с2д}^2}{2g} \right); \quad (1.8)$$

2) *полезным напором*, создаваемым гидроструйным насосом, равным разности удельных энергий смешанного потока на выходе из насоса (сечение 2д) и пассивного потока на входе во всасывающий патрубок (сечение 1к):

$$H_n = H_{с2д} - H_{п1к} = \left(\frac{p_{с2д}}{\rho g} + \frac{v_{с2д}^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_{п1к}}{\rho g} + \frac{v_{п1к}^2}{2g} \right); \quad (1.9)$$

3) *расходом рабочей жидкости*

$$Q_p = v_{p2ц} S_{2ц} = v_{p2ц} \pi d_{2ц}^2 / 4; \quad (1.10)$$

4) *расходом пассивной жидкости* (полезным расходом)

$$Q_n = v_{н2к} S_{2к} = v_{н2к} \frac{\pi}{4} (d_{1г}^2 - d_{2ц}^2). \quad (1.11)$$

¹ Для кольцевых гидроструйных насосов через кольцевое сопло проходит рабочий (активный) поток, а через центральное — подсасываемый (пассивный) поток. Наоборот, для аппаратов с центральным соплом рабочий поток подается в центральное сопло, а пассивный входит через кольцевое сопло.

В ряде случаев уравнения (1.8) и (1.9) будем записывать в следующем виде:

$$H_p' = H_p - H_0; \quad H_n = H_0 - H_n. \quad (1.8a); \quad (1.9a)$$

Из уравнений (1.8)—(1.11) непосредственно вытекает выражение для КПД струйного насоса, который представляет собой отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta = H_n Q_n / (H_p Q_p). \quad (1.12)$$

В литературе [23, 55] в ряде случаев используют другие выражения для КПД струйных насосов. В большинстве случаев эти выражения характеризуют КПД установок с гидроструйными насосами, а не самих насосов. Этот вопрос рассмотрен в п. 1.3.

Одним из основных элементов струйного насоса является камера смешения (горловина), где в процессе перемешивания происходит передача энергии от струи рабочей (активной) жидкости к пассивной (эжектируемой) среде. В общем случае площади поперечных сечений (или диаметры) в начале камеры смешения (сечение 1з на рис. 1.8) и в ее конце (сечение 2з) могут быть различными. Однако в результате исследований [70] установлено, что максимальный КПД достигается при использовании гидроструйных насосов с цилиндрической камерой смешения ($d_{1г} = d_{2г}$)¹. При использовании цилиндрической камеры смешения процесс перемешивания рабочей и пассивной жидкостей и выравнивания скоростей жидкости по длине камеры сопровождается некоторым повышением гидростатического давления — от $p_{н2г} = p_{р2г}$ до $p_{с2г}$ (рис. 1.8). Дальнейшее повышение давления и снижение скорости жидкости до значений, допустимых для экономичного транспортирования ее по трубам, происходят в диффузоре.

В общем случае для расчета нормальных гидравлических характеристик гидроструйных насосов необходимо определить следующие величины:

1) расходы рабочей Q_p и пассивной (полезной) Q_n жидкостей (расход смешанной жидкости на выходе из гидроструйного насоса $Q_0 = Q_p + Q_n$);

2) полные напоры (удельные энергии) рабочей H_p , пассивной H_n и смешанной H_0 жидкостей;

3) два основных геометрических параметра (размера), характеризующих гидроструйный насос: площадь выходного сечения сопла S_0 или его диаметр $d_0 = d_{1г}$ и площадь поперечного сечения горловины S_r или ее диаметр $d_{1г} = d_{2г} = d_r$. Считается, что остальные геометрические размеры проточной части гидро-

¹ Камеры смешения с увеличенным диаметром в начальном сечении (конфузорным участком) иногда применяют для создания гидроструйных насосов с повышенными антикавитационными качествами.

струйных насосов являются известными функциями отношения d_r/d_c .

Таким образом, в результате расчета гидроструйного насоса необходимо определить, по крайней мере, семь неизвестных величин (Q_p , Q_n , H_p , H_n , H_c , d_r , d_c). Для их расчета могут быть составлены следующие уравнения:

- 1) уравнение изменения количества движения (уравнение импульсов) по длине камеры смешения от сечения 1г до сечения 2г;
- 2) уравнение для рабочего напора (1.8) активного потока;
- 3) уравнение для полезного напора (1.9) пассивного потока.

Кроме того, можно записать уравнение баланса расходов. Отсюда следует, что число неизвестных в общем случае превышает число уравнений, описывающих процессы, протекающие в гидроструйных насосах. Для замыкания системы уравнений сократим число неизвестных за счет введения безразмерных комплексов, характеризующих напор $\bar{h}$, расход $\bar{q}$ и геометрические параметры гидроструйных насосов $\bar{d}$.

Безразмерный напор $\bar{h}$ примем в виде [10] (см. рис. 1.8)

$$\bar{h} = H_n / (H_p + H_n), \quad (1.13)$$

где H_p , H_n — величины, определяемые по уравнениям (1.8) и (1.9).

Подстановка (1.8) и (1.9) в уравнение (1.13) дает выражение

$$\bar{h} = \frac{H_{c\ 2г} - H_{n\ 1г}}{H_{p\ 1г} - H_{n\ 1г}} = \frac{H_c - H_n}{H_p - H_n}. \quad (1.14)$$

В качестве безразмерного расхода $\bar{q}$ используем коэффициент подсоса u , равный отношению расхода пассивной жидкости Q_n к расходу активной жидкости Q_p , т. е.

$$\bar{q} = u = Q_n / Q_p. \quad (1.15)$$

Основной геометрический параметр гидроструйного насоса с центральным соплом примем в виде

$$\bar{d} = d_r / d_c, \quad (1.16)$$

где d_r , d_c — соответственно диаметр цилиндрической горловины (камеры смешения) и выходной диаметр рабочего сопла, т. е. $d_c = d_{1г}$; $d_r = d_{1г} = d_{2г}$.

После введения безразмерных параметров $\bar{h}$, $\bar{q} = u$ и $\bar{d}$ число уравнений будет равно числу неизвестных.

Следует помнить, что для получения нормальных безразмерных гидравлических характеристик гидроструйных насосов $\bar{h} = f(u, \bar{d})$ должны соблюдаться следующие условия (ограничения):

а) обеспечение геометрического подобия проточной части гидроструйных насосов, имеющих равные значения $\bar{d}$;

б) отсутствие кавитации;

в) постоянство скоростей жидкости (см. рис. 1.8) в сечениях 1ц, 1к (отдельно для рабочего и пассивного потоков) и 2г [по крайней мере, усреднение эпюры скоростей по сечению, при кото-

ром коррективы кинетической энергии α_k (коэффициент Кориолиса) и количества движения $\beta_{k, \Pi}$ (коэффициент Буссинеска) являются известными величинами¹]; параллельность потоков жидкости на входе в насос;

г) должны быть известны выражения для определения потерь удельной энергии (гидравлического сопротивления) в камере смешения h_t , в выходном сечении сопла h_{Π} , в кольцевом сопле h_k и в диффузоре h_d [потери напора определяются в виде $h = \xi v^2 / (2g)$];

д) равенство гидростатического давления в начальном сечении камеры смешения p_{1r} для активного потока $p_{p1\pi}$ и гидростатического давления пассивного потока p_{n1k} .

Запишем уравнение изменения удельной энергии по длине проточной части гидроструйного насоса и уравнение изменения количества движения по длине камеры смешения.

Изменение (повышение) гидростатического давления в цилиндрической камере смешения от $p_{1r} = p_{p2\pi} = p_{n2k}$ до p_{c2r} можно получить из уравнения изменения количества движения (теоремы импульсов)²:

$$(p_{1r} S_{1r} - p_{c2r} S_{2r}) - h_t = Q_p \rho v_{c2r} - (Q_p \rho v_{p2\pi} + Q_n \rho v_{n2k}). \quad (1.17)$$

Удельные энергии рабочего и пассивного потоков на границах камеры смешения (в сечениях $1g$ и $2g$) можно связать с удельной энергией этих потоков в сечениях 1ζ (для рабочего потока), $1k$ (для пассивного потока) и $2d$ (для смешанного — суммарного — потока).

Изменение удельной энергии потоков обусловлено, с одной стороны, обменом энергии между ними в процессе смешения в горловине, а с другой — потерями энергии (напора) при преодолении жидкостью гидравлического сопротивления центрального сопла $h_{1\pi}$, кольцевого сопла (входа в горловину) h_{1k} , гидравлического сопротивления по длине камеры смешения (горловины) h_t и сопротивления диффузора h_d .

Изменение удельной энергии жидкости между сечениями 1ζ и 2ζ ($1g$)

$$\left(\frac{p_{p1\pi}}{\rho g} + \frac{v_{p1\pi}^2}{2g} \right) - h_{\pi} = \frac{p_{p2\pi}}{\rho g} + \frac{v_{p2\pi}^2}{2g}. \quad (1.18)$$

Изменение удельной энергии жидкости между сечениями $1k$ и $2k$ ($1g$)

$$\left(\frac{p_{n1k}}{\rho g} + \frac{v_{n1k}^2}{2g} \right) - h_k = \frac{p_{n2k}}{\rho g} + \frac{v_{n2k}^2}{2g}. \quad (1.19)$$

¹ На рис. 1.8 значения усредненных скоростей показаны на эпюрах скоростей штриховыми линиями. Эти значения использованы в уравнениях (1.8) и (1.9), поэтому коэффициент Кориолиса в этих уравнениях принят равным единице.

² Будем считать, что в расчетные уравнения входят средние по сечению скорости жидкости.

Изменение удельной энергии смешанного потока между сечениями $2г$ и $2д$

$$\left(\frac{p_{с\ 2г}}{\rho g} + \frac{v_{с\ 2г}^2}{2g} \right) - h_d = \frac{p_{с\ 2д}}{\rho g} + \frac{v_{с\ 2д}^2}{2g}. \quad (1.20)$$

Потери в камере смешения h_r обусловлены рассеянием энергии при вихреобразовании, сопровождающем передачу энергии от рабочего потока к пассивному, а также трением на стенках камеры.

Нормальные гидравлические безразмерные характеристики гидроструйных насосов. Подстановка величин гидравлических сопротивлений в уравнения (1.18)—(1.20) позволяет получить следующее уравнение безразмерных характеристик гидроструйных насосов с центральным соплом [53]:

$$h = \frac{m^2 - (\zeta_r + \zeta_d)(1+u)^2 - (1+\zeta_n)^2(1-m)^2 u^2}{m^2(1+\zeta_n) - u^2(1-m)^2(1+\zeta_n)}, \quad (1.21)$$

где $m = d_r^2/d_c^2$.

Для расчета нормальных гидравлических характеристик по уравнению (1.21) необходимо знать коэффициенты гидравлических сопротивлений ζ_d , ζ_n , ζ_r и ζ_r . Их можно определить путем анализа баланса энергии в элементах гидроструйного насоса на основании эксперимента или принять по справочным данным.

В связи со сложностью процессов, происходящих в конструктивных элементах гидроструйных насосов, их взаимным влиянием друг на друга, зависимостью гидравлического сопротивления от режима движения жидкостных потоков, от коэффициента подсоса и многих других факторов коэффициенты сопротивления не могут быть приняты постоянными во всем диапазоне изменения рабочих параметров гидроструйных насосов. Для применяемых в настоящее время гидроструйных насосов с центральным соплом коэффициенты сопротивления в диапазоне изменения u от 0,2 до 5 можно ориентировочно принимать следующими: $\zeta_d = 0,04 \div 0,06$; $\zeta_n = 0,06 \div 0,10$; $\zeta_r = 0,2 \div 0,1$ (большие значения относятся к меньшим значениям коэффициента подсоса и наоборот); $\zeta_r = 0,20 \div 0,15$.

В работе [65] уравнение нормальных безразмерных гидравлических характеристик гидроструйных насосов с центральным соплом, полученное также с использованием теоремы импульсов, имеет следующий вид:

$$\frac{\Delta p_{с\ 2д}}{\Delta p_{р\ 1г}} = \frac{\Delta p_c}{\Delta p_r} = \varphi_1^2 \frac{d_c^2}{d_r^3} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{(d_c/d_r)^2 u^2}{1 - (d_c/d_r)^2} - \right. \\ \left. - (2 - \varphi_3^2) \frac{d_c^2}{d_r^2} (1+u)^2 \right], \quad (1.22)$$

¹ Значения коэффициентов гидравлических сопротивлений ζ будем относить к значениям средних по сечению скоростей жидкости в соответствующих элементах гидроструйных насосов.

где $\Delta p_c / \Delta p_p$ — безразмерный перепад абсолютных гидростатических давлений, рассчитываемый по формуле

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c - p_n}{p_p - p_n}. \quad (1.23)$$

Здесь p_p , p_n , p_c — гидростатические давления в сечениях 1*а*, 1*к*, 2*д* (см. рис. 1.8); φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 — соответственно коэффициенты скорости рабочего сопла, камеры смешения, диффузора и входа в камеру смешения (кольцевого сопла).

На основании выполненных авторами книги [65] экспериментальных исследований рекомендуется принимать следующие значения коэффициентов скорости: $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,90$; $\varphi_4 = 0,925$.

С учетом выражений (1.12) и (1.23) выражение для КПД гидроструйного насоса может быть записано в виде

$$\eta = \frac{Q_n}{Q_p} \frac{p_c - p_n}{p_p - p_c} = u \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p}. \quad (1.12a)$$

Авторы книги [65] отмечают, что уравнение (1.22) дает близкие к экспериментальным результаты при $\bar{d} \geq 2$. В области $\bar{d} < 2$ уравнение (1.22) дает завышенные значения $\Delta p_c / \Delta p_p$ при относительно большом коэффициенте подсоса u . Поэтому характеристики гидроструйных насосов в диапазоне $\bar{d} < 2$ рекомендуется рассчитывать по уточненному уравнению, приведенному в книге [65]. Необходимость уточнения обусловлена влиянием расширения рабочей струи, истекающей из рабочего сопла, вынесенного на определенное расстояние от входа в камеру смешения (см. п. 1.5).

Характеристики бездиффузорных гидроструйных насосов. Диффузор является важным конструктивным элементом гидроструйного насоса, позволяющим не только снизить скорость, имевшую место в конечном сечении камеры смешения, до значения, требуемого для экономичного транспортирования жидкости по трубопроводам, но и повысить (восстановить) давление на выходе из струйного насоса. Однако в ряде случаев в практике применяют бездиффузорные насосы, которые существенно проще в конструктивном отношении, чем гидроструйные насосы с диффузором.

По существу бездиффузорный струйный насос представляет собой цилиндрическую трубу, выполняющую роль камеры смешения, в начальном сечении которой установлено рабочее сопло.

Уравнение расходно-напорной характеристики бездиффузорных гидроструйных насосов с центральным соплом может быть получено из характеристики струйного насоса с диффузором. Так, если в уравнении (1.22) принять значение коэффициента

скорости диффузора Φ_2 равным нулю, то получится уравнение бездиффузорных насосов в следующем виде [65]:

$$\frac{\Delta p_{с\ 2г}}{\Delta p_{р\ 1ц}} = \frac{\Delta p_r}{\Delta p_p} = \Phi_1^2 \frac{d_c^2}{d_r^2} \left[2\Phi_2 + \left(2\Phi_2 - \frac{1}{\Phi_1^2} \right) \frac{(d_c/d_r)^2 u^2}{1 - (d_c/d_r)^2} - 2 \frac{d_c^2}{d_r^2} (1 + u)^2 \right], \quad (1.24)$$

где Δp_r — перепад давления, создаваемый бездиффузорным насосом между сечениями $1ц$ и $2г$,

$$\Delta p_r = p_{с\ 2г} - p_{н\ 1н}. \quad (1.25)$$

Следует заметить, что величины $\bar{h}$ в уравнении (1.21) и $\Delta p_c/\Delta p_p$ или $\Delta p_r/\Delta p_p$ в уравнениях (1.22) или (1.24) в общем случае отличаются друг от друга:

$$\bar{h} = \frac{\Delta p_c/\Delta p_p - \rho (v_c^2/2 - v_n^2/2)/\Delta p_p}{1 + \rho (v_p^2/2 - v_n^2/2)/\Delta p_p}. \quad (1.26)$$

Величина $\bar{h}$ может быть равна $\Delta p_c/\Delta p_p$ только в случае, если $v_c = v_n = v_p$, т. е. при равенстве скоростей в сечениях $1ц$, $1к$ и $2д$. Но так как величины v_c , v_n и v_p выбираются из условия обеспечения экономичного транспортирования жидкостей по трубам и обычно не превышают 2—3 м/с, максимальные скоростные напоры составляют не более 0,2—0,5 м вод. ст., в то время как величина Δp_p принимается не менее 20—30 м вод. ст.

Еще меньшую величину составляют разности скоростных напоров в числителе и знаменателе формулы (1.26). Обычно второй член в числителе и знаменателе не превышает значения $5 \cdot 10^{-3}$, поэтому им в пределах инженерной точности можно пренебречь. Тогда уравнение (1.26) можно приближенно записать в виде

$$\bar{h} \approx \Delta p_c/\Delta p_p \pm 0,005. \quad (1.27)$$

Так как величина $\Delta p_c/\Delta p_p$ для гидроструйных насосов обычно изменяется от 0,7 до 0,05, то погрешность при использовании величины $\Delta p_c/\Delta p_p$, рассчитываемой по гидростатическим давлениям, по сравнению с более точной величиной $\bar{h}$, определяемой с использованием удельных энергий жидкости, не превышает в наиболее неблагоприятных случаях 10 %. Однако если рассчитываются специальные виды насосов при $\Delta p_c/\Delta p_p < 0,05$, то влияние скоростного напора необходимо учитывать.

В остальных случаях, учитывая приближенный характер расчетных зависимостей $\bar{h} = f(u, d)$ или $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u, d)$, величины $\bar{h}$ и $\Delta p_c/\Delta p_p$ можно считать эквивалентными и рассчитывать их по гидростатическим давлениям p_p , p_c и p_n , что в определенной мере упрощает расчет.

Итак, уравнения (1.21), (1.22) и (1.24) описывают нормальные безразмерные гидравлические характеристики гидроструйных насосов с центральным соплом.

Следует подчеркнуть, что каждому значению геометрического параметра $\bar{d}$ соответствует своя характеристика $\bar{h} = f(u)$ или $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$. Для практического использования громоздких уравнений (1.21), (1.22) и (1.24) желательно гидравлические характеристики гидроструйных насосов заранее рассчитать и представить в графическом виде.

Обобщенные характеристики для расчета гидроструйных насосов с центральным соплом. Как показывает анализ, безразлично, в каких координатах строить безразмерные гидравлические характеристики гидроструйных насосов.

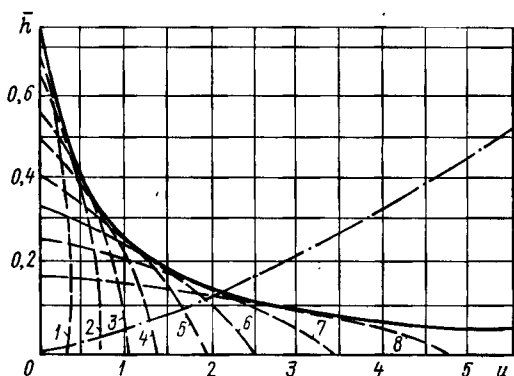


Рис. 1.9. Обобщенные нормальные гидравлические характеристики $\bar{h} = f(u)$ гидроструйных насосов с центральным соплом по данным Ю. Л. Кирилловского и Л. Г. Подвидза:

— огибающая оптимальных режимов работы насосов; — — — гидравлические характеристики насосов при фиксированном значении $\bar{k}$ ($\bar{k} = 0,6; 2 - 1,0; 3 - 1,5; 4 - 2,0; 5 - 3,0; 6 - 4,0; 7 - 6,0; 8 - 15$); — — — зависимость оптимального значения $\bar{k}_{\text{опт}}$ от u

Наибольшее распространение в практике в настоящее время получила графическая зависимость, предложенная Л. Г. Подвидзом и Ю. Л. Кирилловским [53] (рис. 1.9): по оси ординат отложен безразмерный напор $\bar{h}$, а по оси абсцисс — безразмерный расход u . В качестве геометрического параметра в работах [10, 53] использована величина $\bar{k} = (d_r^2 - d_c^2)/d_c^2$, представляющая собой отношение площади кольцевого сопла (сечение 1κ на рис. 1.8) к площади центрального сопла (сечение 1ζ на рис. 1.8). Таким образом,

$$\bar{k} = (1 - 1/\bar{d}^2)/\bar{d}^2. \quad (1.28)$$

На рис. 1.10 приведена зависимость $\bar{k}$ от $\bar{d} = d_r/d_c$.

При рассмотрении рис. 1.9 видим, что каждому значению $\bar{k}$ соответствует своя характеристика $\bar{h} = f(u)$ (эти кривые нанесены штриховыми линиями). На каждой из таких характеристик (при $\bar{k} = \text{const}$) можно найти точку, соответствующую максимальному значению КПД струйного насоса. Если эти точки соединить между собой, то получим огибающую кривую в координатах $\bar{h}-u$, отвечающую оптимальным параметрам гидроструйных насосов (сплошная кривая на рис. 1.9). Огибающую оптимальных режимов можно использовать для выбора режима работы гидроструйных насосов с максимальным КПД. На том же рисунке штрихпунктирной линией нанесена кривая $\bar{k}_{\text{опт}} = f(u)$, где $\bar{k}_{\text{опт}}$ — оптимальные значения величины $\bar{k}$, при которых обеспе-

чивается работа гидроструйного насоса с максимальным КПД ¹.

Рассмотрение графической зависимости на рис. 1.9 показывает, что несмотря на ясный физический смысл она не совсем удобна при практических расчетах, так как кривые $\bar{h} = f(u)$ при различных значениях геометрического параметра $\bar{k}$ пересекаются между собой, что может приводить к ошибкам в расчетах. Кроме того, для выбора типа струйного аппарата нужна еще одна линия — $\bar{k}_{\text{опт}} = f(u)$.

Прежде чем перейти к рассмотрению других форм графических зависимостей, остановимся на возможности применения методов расчета, предложенных различными авторами [23, 27, 34, 65, 67, 78, 79], используя для сравнения результатов расчета огибающую оптимальных режимов гидроструйных насосов.

В основу расчета струйных насосов в различных литературных источниках положены одинаковые уравнения. В связи с необходимостью использования дополнительных эмпирических уравнений и коэффициентов, описывающих потери напора в конструктивных элементах струйных насосов, результаты расчета их характеристик по методикам конкретных авторов могут иметь определенные расхождения. Кроме того, конструктивные размеры элементов струйных аппаратов (длина камеры смещения, угол раскрытия диффузора, расстояние от сопла до входа в камеру смещения и др.) в практике могут изменяться в достаточно широких пределах. По этой причине результаты расчета и эксперимента также могут отличаться.

На рис. 1.11 в координатном поле $\bar{p} = \bar{h} = f(u)$ приведены результаты расчета оптимальных режимов гидроструйных насосов по методикам различных авторов. В качестве основы для сравнения сплошными линиями нанесены огибающие, вычисленные по методике МВТУ [10]: верхняя кривая соответствует автомодельному режиму ($Re \geq 10^6$), когда влиянием вязкости жидкости можно пренебречь; нижняя кривая соответствует значению $Re = 5 \cdot 10^3$, когда вязкость жидкости заметно влияет на работу гидроструйного насоса.

Как следует из рассмотрения рис. 1.11, расчетные величины по методикам Е. Я. Соколова, И. А. Хлебникова, Б. Э. Фридмана,

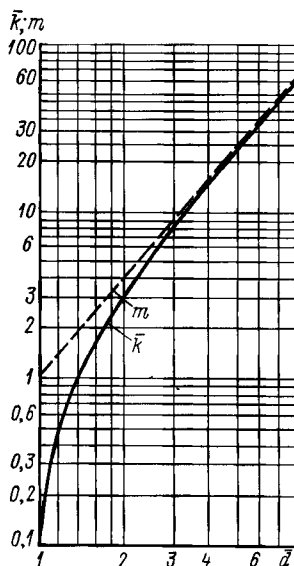


Рис. 1.10. Геометрические параметры $\bar{k}$ и $m = d_r^2/d_c^2$ в зависимости от отношения $\bar{d} = d_r/d_c$

¹ Впервые рассчитывать гидроструйные насосы с использованием огибающей оптимальных режимов предложил Л. Г. Подвидз.

Ю. Л. Кирилловского лежат в пределах возможного диапазона измерения безразмерного давления и могут считаться равнозначными.

Результаты расчета по методикам Кэрнса и На, а также А. И. Степанова дают завышенные значения $\bar{p}$, особенно в области малых u .

Расчеты по методике П. Н. Каменева дают достоверные результаты лишь при использовании коэффициентов расчетных уравнений, соответствующих шероховатости поверхности проточной части $R_a = 320 \div 80$ мкм. При расчетах с использованием величин, соответствующих $R_a = 80 \div 10$ мкм и $R_z = 2,5 \div 1,25$ мкм

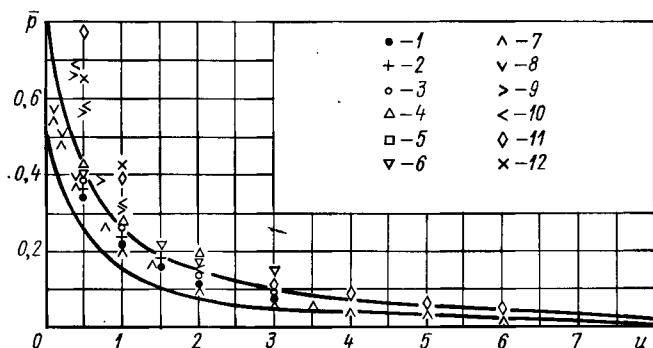


Рис. 1.11. Зависимость безразмерного давления $\bar{p}$ от коэффициента подсоса u по данным различных авторов:

1 — Е. Я. Соколов [65]; 2 — И. А. Хлебников [79]; 3 — Б. Э. Фридман [78]; 4 — Ю. Л. Кирилловский [27]; 5 — А. И. Степанов [67]; 6 — Кэрнс и На [34]; 7 — 12 — П. Н. Каменев [23] (при различной шероховатости поверхности проточной части: 7 — $R_z = 320 \div 160$ мкм; 8 — $R_z = 160 \div 80$ мкм; 9 — $R_z = 80 \div 40$ мкм; 10 — $R_z = 40 \div 20$ мкм; 11 — $R_z = 20 \div 10$ мкм; 12 — $R_a = 2,5 \div 1,25$ мкм)

получаются сильно завышенные значения $\bar{p}$, особенно при $u \rightarrow 0$. Поэтому при использовании методики П. Н. Каменева значение расчетных величин рекомендуется принимать из таблиц [23], соответствующих шероховатости поверхности не выше $R_a = 160 \div 80$ мкм.

Наиболее разработанные и распространенные методики Е. Я. Соколова [65], а также Л. Г. Подвидза и Ю. Л. Кирилловского дают почти одинаковые результаты и могут одинаково успешно использоваться в практических расчетах¹, хотя следует подчеркнуть, что после выполнения расчетов желательно проводить испытания гидроструйных насосов.

Вернемся к вопросу о выборе системы координат для построения обобщенных нормальных гидравлических характеристик струйных насосов.

¹ Методика МВТУ [10] дает более высокие значения напоров в области малых u и соответственно несколько большие значения КПД, чем методика ВТИ [65].

В работах С. Н. Карамбиров [25], который в основу расчета гидроструйных насосов также положил уравнения сохранения количества движения жидкости в камере смешения и изменения удельной энергии потоков по длине проточной части насоса, в качестве координат для построения обобщенных характеристик (рис. 1.12) приняты следующие величины: $\alpha_v = v_{н2п}/v_{п2п}$ — отношение скоростей жидкости соответственно пассивного и активного потоков; $1/m = d_c^2/d_r^2$ — отношение площади выходного сечения сопла S_c к площади поперечного сечения камеры смешения S_r . На этом графике нанесены также кривые для коэффициента подсоса $u = Q_n/Q_p$, безразмерного напора $\bar{h} = H_n/(H_n + H_p)$ и КПД гидроструйного насоса $\eta = u\bar{h}/(1 - \bar{h})$.

Следует заметить, что величины α_v и u могут быть выражены одна через другую. Так как

$$Q_n = v_n \pi (d_r^2 - d_c^2)/4;$$

$$Q_p = v_p \pi d_r^2/4,$$

то

$$\begin{aligned} u &= Q_n/Q_p = \\ &= v_{н2п} (d_r^2 - d_c^2)/v_{п2п} d_r^2 = \\ &= \alpha_v (1 - d_c^2/d_r^2) = \\ &= \alpha_v (1 - 1/m). \end{aligned}$$

Поэтому одна из величин — α_v или u — может быть, вообще говоря, исключена при построении расчетных обобщенных характеристик, что существенно упростит их использование. Рассмотрение рис. 1.12 показывает, что величины $\bar{h}$ и u , характеризующие расходно-напорную характеристику гидроструйного насоса, не имеют на графике своей шкалы, что затрудняет расчеты, особенно в основной области применения насосов.

В работах [37, 39] было предложено обобщенные характеристики строить в координатах $\Delta p_c/\Delta p_p$ и d_r/d_c . В основу для построения были положены уравнения, полученные Е. Я. Соколовым и Н. М. Зингером [65]. Согласно их исследованиям, функция $u = f(\Delta p_c/\Delta p_p, d_r/d_c)$ для гидроструйных насосов может быть представлена в виде уравнения (1.22).

Обобщенные характеристики гидроструйных насосов, построенные нами по уравнению (1.22), представлены на рис. 1.13.

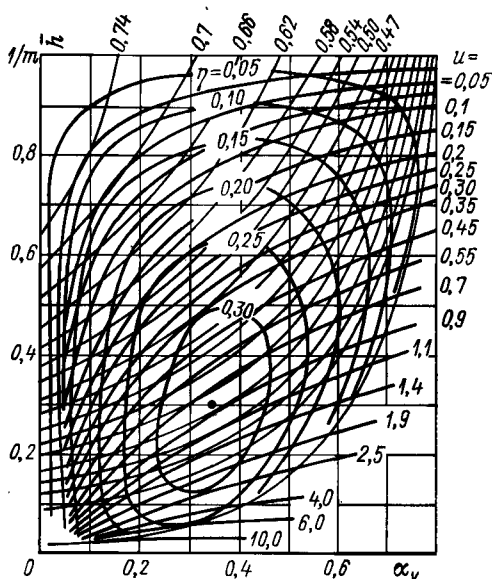


Рис. 1.12. Обобщенные нормальные гидравлические характеристики гидроструйных насосов с центральным соплом по данным С. Н. Карамбиров

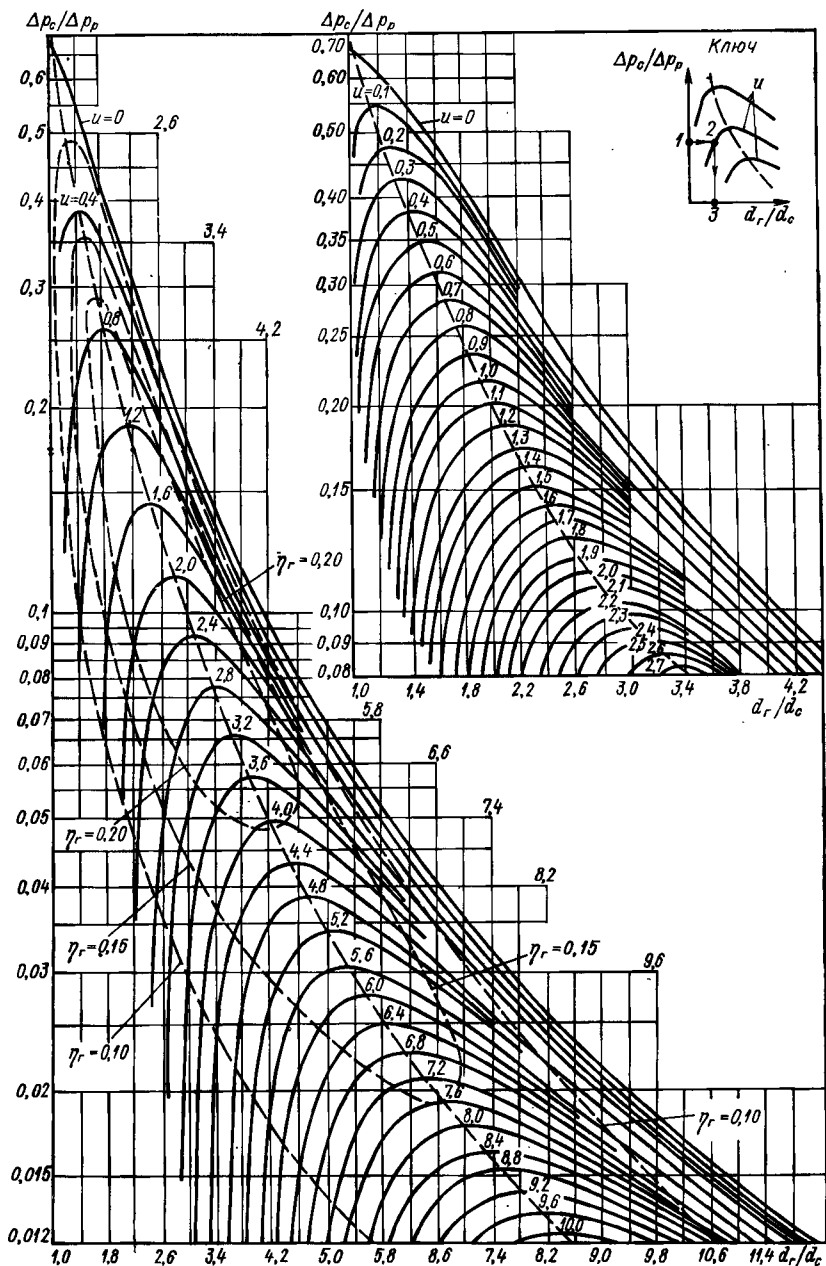


Рис. 1.13. Обобщенные нормальные гидравлические характеристики гидро- струйных насосов с центральным соплом, рассчитанные по методике Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера

По оси абсцисс отложены отношения диаметров горловины d_r и сопла d_c (линейная шкала), а по оси ординат — безразмерная величина $\Delta p_c / \Delta p_p$, определяемая по уравнению (1.23) (логарифмическая шкала). Точки, соответствующие равным значениям коэффициента подсоса, соединены кривыми $u = \text{const}$. Наклонная штриховая линия, пересекающая кривые $u = \text{const}$, соединяет точки на этих кривых, соответствующие значениям максимального коэффициента подсоса гидроструйного насоса с определенным значением отношения d_r/d_c при заданной величине $\Delta p_c / \Delta p_p$ (оптимальный режим работы гидроструйного насоса с заданным отношением d_r/d_c). На том же графике нанесены кривые равных значений КПД гидроструйных насосов.

Предложенная система координат не только позволяет построить для любого гидроструйного насоса (с заданным отношением d_r/d_c) зависимости коэффициента подсоса u и КПД η от отношения $\Delta p_c / \Delta p_p$, но и имеет ясный физический смысл. Из рассмотрения рис. 1.13, в частности, могут быть сделаны следующие выводы, характеризующие работу гидроструйных насосов.

1. Относительное давление $\Delta p_c / \Delta p_p = \bar{p}$, развиваемое гидроструйным насосом, уменьшается по мере увеличения отношения основных геометрических размеров d_r/d_c , т. е. насосы с относительно малым значением отношения d_r/d_c являются высоконапорными.

2. Вся область возможных режимов работы гидроструйных насосов разделена кривой оптимальных режимов на две зоны: левую (лежащую ниже этой кривой) и правую (лежащую выше кривой). В левой зоне характеристика $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ весьма крутая, т. е. при изменении давления $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$ в довольно больших пределах относительный расход (коэффициент подсоса u) меняется незначительно. В то же время в правой зоне, лежащей выше кривой оптимальных режимов, весьма незначительное изменение величины $\Delta p_c / \Delta p_p$ приводит к резкому изменению коэффициента подсоса u , т. е. работа гидроструйного насоса в этой зоне является неустойчивой.

3. Максимальный КПД ($\eta \geq 0,25$) развивают гидроструйные насосы, у которых $d_r/d_c = 1,1 \div 3,5$.

4. Кривая оптимальных режимов может быть использована для выбора гидроструйных насосов (отношения d_r/d_c), имеющих максимальный η (такие насосы при заданном значении u развивают максимум давления $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$).

Обобщенные характеристики, приведенные на рис. 1.13, позволяют при заданном значении $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$ не только выбрать гидроструйный насос (отношения d_r/d_c), имеющий максимальный КПД, но и непосредственно построить для него гидравлическую характеристику $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$. При этом значения $\Delta p_c / \Delta p_p$ и u для струйного насоса с выбранным отношением d_r/d_c лежат на пересечении соответствующих кривых $u = \text{const}$ с вертикальной прямой $d_r/d_c = \text{var}$.

Расчет гидроструйных насосов с кольцевым соплом. Гидроструйные насосы с кольцевым соплом (рис. 1.14) применяют в основном в тех случаях, когда перекачиваемый поток содержит твердые включения.

Относительный напор гидроструйного насоса с кольцевым соплом после соответствующих преобразований уравнений энергии

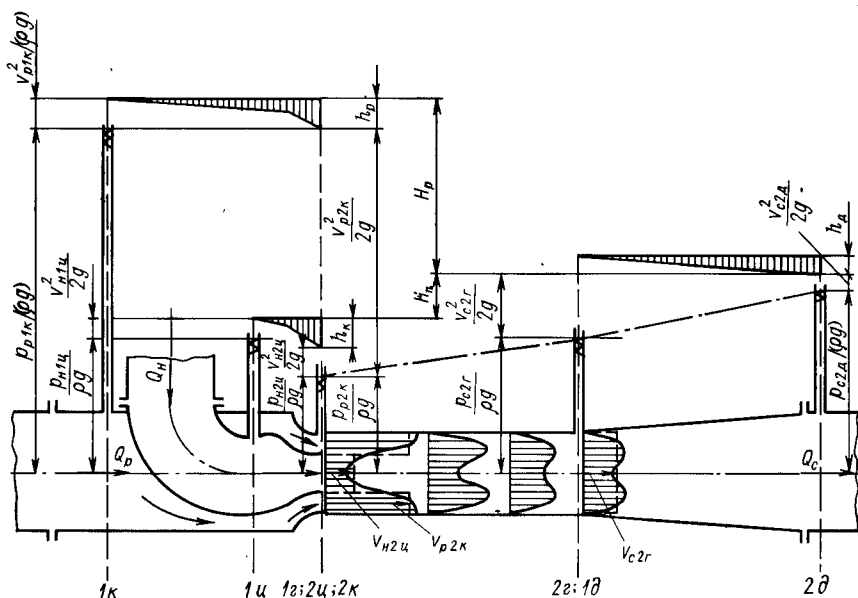


Рис. 1.14. Схема распределения давлений и скоростей жидкости в проточной части гидроструйного насоса с кольцевым соплом

и изменения количества движения был получен А. М. Скорубко [63] в следующем виде:

$$\bar{h} = \frac{m^2 - (\zeta_r + \zeta_d) (1 + u)^2 - (1 + \zeta_c) (1 - m)^2 u^2}{m^2 (1 + \zeta_k) - (1 + \zeta_c) (1 - m)^2 u^2}. \quad (1.29)$$

Коэффициенты сопротивлений определялись А. М. Скорубко экспериментальным путем. Все опыты проводились в области квадратичного закона сопротивлений. Коэффициент потерь для кольцевого сопла определялся с учетом сопротивления рабочей камеры в целом (см. п. 1.5), хотя основная доля потерь приходится на кольцевую щель [63]. Было установлено, что ширина щели кольцевого сопла не влияет на коэффициент потерь ζ_k . В диапазоне изменения числа Рейнольдса ¹ от $3 \cdot 10^4$ до $6 \cdot 10^4$ коэффициент

¹ В п. 1.1 показано, что для гидроструйных насосов с центральным соплом автомодельный режим наступает при $Re \geq 10^6$. По данным А. М. Скорубко, в кольцевых струйных насосах автомодельный режим наблюдался при $Re \geq 3 \cdot 10^4$.

потерь кольцевого сопла составлял $\zeta_{\kappa} = 0,16 \div 0,20$ (с учетом сопротивления рабочей камеры), что соответствовало коэффициенту расхода $\mu = 0,92 \div 0,93$ (в опытах параметр m изменялся от 3,76 до 8,92). Коэффициент сопротивления центрального пассивного сопла может приниматься равным $\zeta_{\text{ц}} = 0,05 \div 0,06$.

Были также экспериментально изучены параметры кольцевой ограниченной струи в камере смешения при $m = 8; 10; 12,3; 18-25$. Анализ распределения относительного статического давления в аппарате показал, что на начальном участке камеры смешения давление не подчиняется гидростатическому закону. Выравнивание эпюры давлений по поперечному сечению начинается на расстоянии $(5 \div 6) d_r$ и заканчивается в конце камеры смешения ($\approx 10 d_r$). Выравнивание эпюры скоростей происходит на расстоянии $(5 \div 10) d_r$.

Основная доля потерь в кольцевом струйном насосе приходится на камеру смешения и диффузор, поэтому КПД такого аппарата зависит от выбора рациональных соотношений этих конструктивных элементов. Было установлено, что для кольцевых струйных насосов, как и для насосов с центральным соплом, существует единая зависимость $\bar{h} = f(u)$ для аппаратов с $m = \text{const}$. Это позволяет построить безразмерные расходно-напорные характеристики струйных насосов с кольцевым соплом.

Вследствие сложности процессов, происходящих в камере смешения и диффузоре, и их существенного взаимного влияния в уравнение гидравлических безразмерных нормальных характеристик был введен комплексный коэффициент потерь ψ_{Σ} . После введения этого коэффициента уравнение (1.29) принимает вид

$$\bar{h} = \frac{m^2 - \psi_{\Sigma} (1 + u)^2 - (1 + \zeta_{\text{ц}}) (1 - m)^2 u^2}{m^2 (1 + \zeta_{\kappa}) - (1 + \zeta_{\text{ц}}) (1 - m)^2 u^2}. \quad (1.30)$$

Значения ψ_{Σ} найдены экспериментальным путем. На рис. 1.15 приведен график [63] для определения ψ_{Σ} в зависимости от $m = S_r/S_c = d_r^2/d_c^2$ и u .

Используя данные экспериментов, А. М. Скорубко построил зависимости $\bar{h} = f(u)$ и $\eta = f(u)$, приведенные на рис. 1.16.

У низконапорных кольцевых гидроструйных насосов ($m > 7$), которые обычно работают на всасывание с давлением, близким к атмосферному, и без противодавления (на выброс), можно не

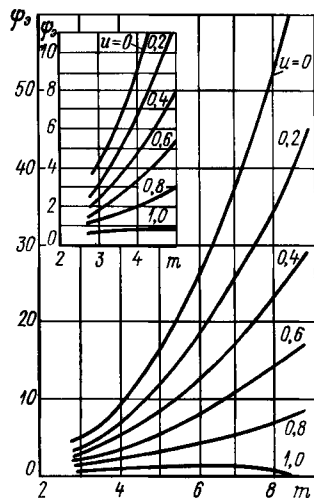


Рис. 1.15. Зависимость комплексного коэффициента потерь ψ_{Σ} от геометрического параметра m и коэффициента подсоса u для кольцевого струйного насоса

устанавливать диффузор. Для таких насосов в качестве рабочих характеристик А. М. Скорубко предлагает использовать зависимость вида $u = f(m)$:

$$u = 0,295m - 0,007m^2 - 0,04. \quad (1.30a)$$

При этом длину камеры смешения рекомендуется принимать равной трем-четырем ее диаметрам. Зная расход рабочей среды Q_p

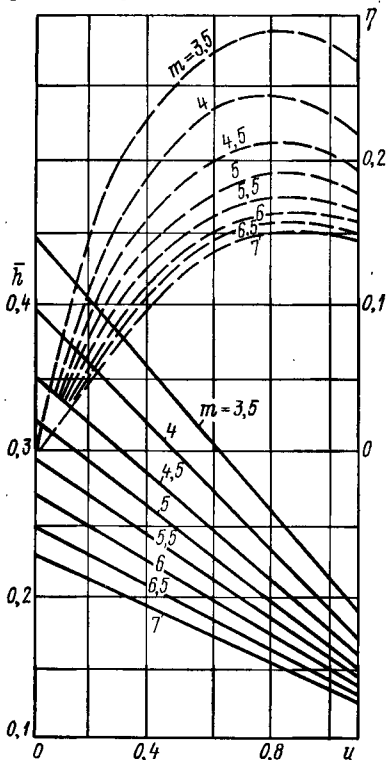


Рис. 1.16. Обобщенные нормальные гидравлические характеристики кольцевых гидроструйных насосов по данным А. М. Скорубко:
— $\bar{h}$; --- η

и отношение m , а также значение u , определяемое по уравнению (1.30a), можно найти подсасываемый расход Q_n по формуле $Q_n = uQ_p$. Сравнение показывает, что при одинаковом значении η КПД насосов с центральным соплом несколько больше, чем струйных аппаратов с кольцевым соплом. Однако сравнение кольцевых гидроструйных насосов и насосов с центральным соплом, предназначенных для перекачки загрязненных жидкостей, показывает, что в связи с необходимостью увеличения диаметра камеры смешения у гидроструйных насосов с центральным соплом кольцевые аппараты не уступают аппаратам центрального типа. Так же как для аппаратов центрального типа, с увеличением m КПД кольцевых насосов уменьшается. Оптимальными можно считать кольцевые насосы, имеющие $m = 3,5 \div 4,0$.

Влияние масштабных факторов на гидравлические характеристики струйных насосов. Принято считать, что при расчете характеристик гидроструйных насосов необходимо вводить поправку,

если число Рейнольдса Re меньше критического значения $Re_{кр} = 10^6$ (см. п. 1.1). Анализ выражений (1.1), (1.2), (1.7), а также рис. 1.7 показывает, что уменьшение Re может происходить не только из-за возрастания вязкости жидкости. Уменьшением Re сопровождается и уменьшение диаметра сопла d_c , а также располагаемого перепада рабочего давления $\Delta p_p = p_p - p_n$.

На рис. 1.17 в качестве примера показана степень влияния числа Рейнольдса, вычисленного по формуле (1.1), на КПД (рис. 1.17, а), оптимальные значения $\Delta p_c / \Delta p_p$ (рис. 1.17, б) и

основной геометрический параметр d_r/d_c , соответствующий оптимальному режиму работы гидроструйного насоса (рис. 1.17, в). Из рисунка видно, что при снижении Re от 10^6 до 10^4 КПД гидроструйных насосов уменьшается от 0,32 (при $u = 2$) до 0,19. Аналогично уменьшаются создаваемое гидроструйным насосом безразмерное давление $\Delta p_c/\Delta p_p$ (от 0,15 до 0,09) и значение оптимального отношения d_r/d_c (от 2,7 до 2,3).

1.3. Коэффициент полезного действия струйных насосов

Для вычисления КПД струйных насосов обычно проводят расчет баланса мощности, затраченной рабочей струей, и полезной (эффективной) мощности подсасываемого потока [27].

Мощность, затрачиваемая в гидроструйном насосе, может быть определена следующим выражением:

$$N_{\text{зат}} = \rho g H_p Q_p. \quad (1.31)$$

Полезная (эффективная) мощность, переданная перекачиваемому потоку, составляет

$$N_{\text{пол}} = N_{\text{эф}} = \rho g H_{\text{п}} Q_{\text{п}}. \quad (1.32)$$

Баланс энергии в гидроструйном насосе можно записать так:

$$N_{\text{зат}} = N_{\text{пол}} + \sum N_{\text{пот}}, \quad (1.33)$$

где $\sum N_{\text{пот}}$ — сумма потерь энергии в элементах гидроструйного насоса.

Баланс мощности позволяет выявить влияние каждого конструктивного элемента на КПД струйного насоса и вычислить на основании опытных данных значения коэффициентов сопротивления, необходимые для построения рабочих характеристик. Потерей энергии сопровождаются процессы, происходящие в камере смешения (вихреобразование при смешении потоков, трение на стенках), в рабочем сопле (при истечении, при сжатии потока в конической части), на входе в камеру смешения и в диффузоре. С учетом сказанного, выражение (1.33) может быть переписано в виде

$$N_{\text{зат}} = \rho g H_{\text{п}} Q_{\text{п}} + N_{\text{п.с}} + N_{\text{тр}} + N_{\text{с}} + N_{\text{вх}} + N_{\text{д}}, \quad (1.34)$$

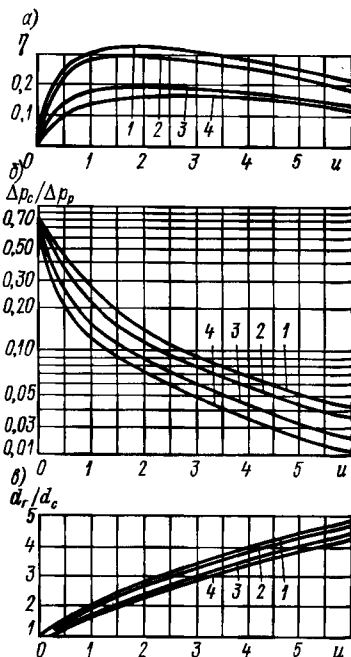


Рис. 1.17. Зависимость гидравлического КПД η , безразмерного давления $\Delta p_c/\Delta p_p$ и оптимального основного геометрического параметра d_r/d_c в гидроструйных насосах с центральным соплом от коэффициента подсоса u и числа Рейнольдса Re :

1 — $Re > 10^6$; 2 — $Re = 10^6$;
3 — $Re = 10^5$; 4 — $Re = 4 \cdot 10^4$

где $N_{п.с}$ — потери мощности при смешении потоков в камере смешения; $N_{тр}$ — потери мощности на трение в камере смешения; $N_{вх}$ — потери мощности на входе пассивного потока в камеру смешения; N_c — потери мощности в рабочем сопле; N_d — потери мощности в диффузоре.

Разделив левую и правую части уравнения (1.34) на $N_{зат}$, получим

$$1 = \eta + n_{п.с} + n_{тр} + n_c + n_{вх} + n_d, \quad (1.35)$$

где η — КПД гидроструйного насоса.

На рис. 1.18 приведен заимствованный из работы [53] график баланса мощности для гидроструйного насоса с центральным

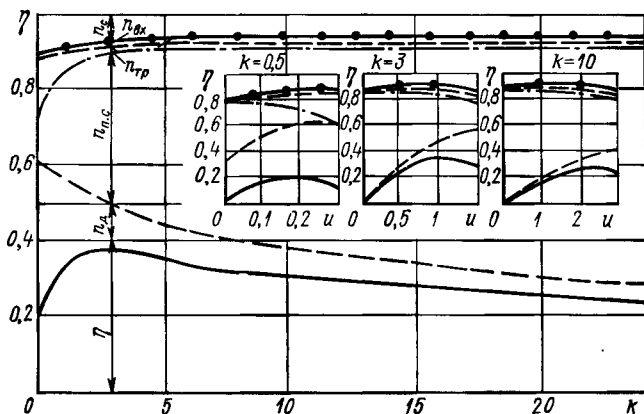


Рис. 1.18. Сводный график баланса мощности гидроструйных насосов с центральным соплом

соплом. Основной график построен в координатах $\eta = f(k)$, где $k = d_r^2/d_c^2 - 1$ для оптимального режима работы струйных насосов, имеющих различные значения геометрического параметра k . Графики, приведенные на внутреннем поле рисунка, построены в координатах $\eta = f(u)$ для гидроструйных насосов, имеющих значение геометрического параметра $k = 0,5; 3; 10$. Гидроструйный насос с $k = 0,5$ относится, по классификации Л. Г. Подвидза и Ю. Л. Кирилловского [53], к высоконапорным насосам ($k \leq 2$), с $k = 3$ — к средненапорным ($2 < k \leq 6$), с $k = 10$ — к низконапорным ($k > 6$).

Из анализа графиков, приведенных на рис. 1.18, можно сделать следующие выводы.

1. Характер зависимости $\eta = f(u)$ и размещение максимума КПД относительно коэффициента подсоса u обусловлены потерями на смешение потоков $n_{п.с}$ и потерями в диффузоре n_d . С увеличением коэффициента подсоса u , а следовательно, и разницы между скоростями $v_{вх}$ и $v_{рп}$ (см. рис. 1.8) уменьшаются потери от смешения потоков $n_{п.с}$, но возрастают потери в диффузоре n_d .

2. Потери в рабочем сопле n_c и на входе в камеру смешения $n_{вх}$ почти не зависят от типа насоса (от величины k).

3. Потери на трение в камере смешения $n_{тр}$ более существенны для высоконапорных насосов, что обусловлено малыми зазорами между рабочей струей и стенками камеры смешения и большими относительными скоростями подсосываемой жидкости.

4. Потери напора в диффузоре n_d имеют большее значение у высоконапорных насосов, так же как и потери на смешение $n_{см.с.}$

5. Кривая $\eta = f(u)$ имеет максимум при значениях геометрического параметра $2 < k < 4$, что соответствует значениям $1,7 < d_r/d_c < 2,2$ (это подтверждается и обобщенными нормальными гидравлическими характеристиками, приведенными на рис. 1.13).

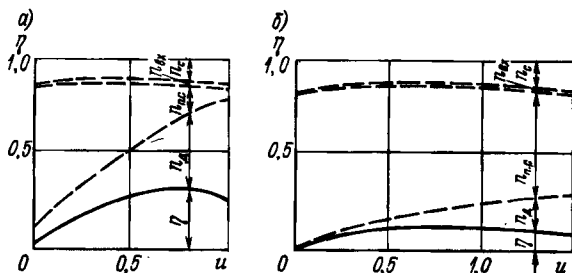


Рис. 1.19. Графики баланса мощности кольцевых гидроструйных насосов: а — $m = 3,76$; б — $m = 7,25$

Баланс энергии в кольцевых гидроструйных насосах выполнен А. М. Скорубко [63]. На рис. 1.19 приведены полученные им графики баланса мощности для двух кольцевых насосов, имеющих разные отношения $m = S_r/S_c$ (3,76 и 7,25). Из графиков следует, что с увеличением отношения m КПД струйного насоса уменьшается. Анализ баланса мощности показал, что по мере увеличения коэффициента подсоса в струйном насосе с $m = 3,76$, который имел длину камеры смешения, равную трем ее диаметрам, потери мощности в диффузоре, где продолжается процесс смешения, растут. В струйном насосе с $m = 7,25$, который имел более длинную камеру смешения, процесс смешения в основном заканчивается в ней, поэтому в таком насосе преобладают потери в камере смешения. Это подтверждает вывод о существенности взаимного влияния камеры смешения и диффузора (см. п. 1.2) и обоснованность введения в уравнение характеристик (1.30) коэффициента ψ_0 , отражающего потери энергии в камере смешения и диффузоре.

В целом же гидроструйные насосы с кольцевым соплом имеют более низкий КПД, чем струйные насосы с центральным соплом. Применение кольцевых насосов в основном оправдано для перекачки жидкостей, содержащих твердые примеси.

В ряде работ [13, 23, 70] предложены другие выражения для КПД гидроструйных насосов. Эти предложения связаны с тем,

что в рассматриваемых выше выражениях для КПД полезным считался лишь расход, подсасываемый гидроструйным насосом. Однако в ряде случаев вся жидкость на выходе из струйного насоса используется полезно. В качестве примера можно привести случай, описанный в книге [13], где вода, забираемая из верхнего

бьефа ГЭС, подается в рабочее сопло насоса, который подсасывает воду из нижнего бьефа и подает суммарный расход на охлаждение генераторов. Здесь весь расход, проходящий через гидроструйный насос, является полезным. Другим примером является использование струйного насоса для транспортирования сыпучих материалов [70], которые могут поступать в него в сухом виде, где разбавляются водой до нужной концентрации и затем транспортируются по трубам. К тому же типу относится использование гидроструйных насосов в так называемой двухструйной насосной станции [44].

На основании аналогичных рассуждений В. К. Темнов [70] предложил записать выражение для КПД струйного насоса в следующем виде:

$$\eta^* = (N_{\text{нас}} + r N_{\text{акт}}) / N_{\text{полн}}, \quad (1.36)$$

где $N_{\text{нас}}$ — мощность, полученная пассивным подсасываемым потоком жидкости; $N_{\text{акт}}$ — остаточная мощность активного потока на выходе из гидроструйного насоса; $N_{\text{полн}}$ — полная за-

Рис. 1.20. Зависимость безразмерного давления $\Delta p_c / \Delta p_p$ и КПД η от коэффициента подсоса u и отношения основных геометрических размеров d_r / d_c для гидроструйного насоса с центральным соплом:

1—3 — зависимости $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ для струйных насосов с отношением d_r / d_c , равным соответственно 1,41; 2,45; 3,32; 4 — огибающая кривая $\Delta p_c / \Delta p_p \text{ max}$ при $u = 0$; 5 — огибающая оптимальных режимов струйных насосов в координатах $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u, d_r / d_c)$; 6 — огибающая кривая при $\Delta p_c / \Delta p_p = 0$; 7 — огибающие $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ для оптимальных режимов работы струйных насосов; 8—10 — зависимости $\eta = f(u)$ для струйных насосов с отношением d_r / d_c , равным соответственно 1,41; 2,45; 3,32

траченная активным потоком мощность; r — коэффициент, $0 \leq r \leq 1$: $r = 1$, если полезно используется весь активный поток, и $r = 0$, если полезно используется только пассивный поток.

После введения в выражение (1.36) значений расходов и давлений оно может быть записано с учетом выражения (1.12а) так

$$\eta^* = \eta + r \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p} = (u + r) \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p}, \quad (1.37)$$

где η — значение КПД, определяемое по выражению (1.12а).

Формула (1.37) характеризует КПД конкретной установки, а не только гидроструйного насоса.

Значения КПД гидроструйных насосов с центральным соплом, полученные по выражению (1.12а), приведены на рис. 1.13, а гидроструйных насосов с кольцевым соплом — на рис. 1.16.

Рис. 1.20 иллюстрирует зависимость безразмерного давления $\Delta p_c / \Delta p_p$ и КПД η гидроструйных насосов с центральным соплом от коэффициента подсоса u и геометрического параметра d_r / d_c . Из рисунка видно, что безразмерный напор, развиваемый гидроструйным насосом, увеличивается с уменьшением отношения d_r / d_c . В то же время низконапорные насосы позволяют достичь большей подачи (коэффициента подсоса u), однако для таких насосов небольшие изменения $\Delta p_c / \Delta p_p$ приводят к значительным колебаниям расхода подсосываемой жидкости, в то время как высоконапорные насосы имеют достаточно крутую характеристику $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ и могут обеспечить стабильную подачу при колебаниях $\Delta p_c / \Delta p_p$.

Представленные на рис. 1.20 зависимости $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u, d_r / d_c)$ и $\eta = f(u, d_r / d_c)$ построены с использованием обобщенных характеристик гидроструйных насосов с центральным соплом, приведенных на рис. 1.13.

В литературных источниках иногда указывают, что на КПД гидроструйных насосов влияет подпор или разрежение на всасывании [7]. Однако сравнение КПД насосов надо проводить при равных значениях $\dot{h}$ или $\Delta p_c / \Delta p_p$, а также d_r / d_c . В случае равенства значений $\Delta p_c / \Delta p_p$ (или $\dot{h}$) при разных давлениях на всасывании гидроструйные насосы имеют одинаковый КПД, за исключением таких условий, когда при падении давления на всасывании может возникнуть кавитация. Влияние кавитации на характеристики гидроструйных насосов рассмотрено в п. 1.4.

1.4. Кавитационные характеристики струйных насосов

Кавитацией называют возникновение в капельной жидкости полостей (каверн) или отдельных пузырьков, заполненных парами и (или) газами, выделившимися из жидкости в тех случаях, когда абсолютное давление в ней упадет ниже некоторого критического значения, равного p_k . Обычно в реальных установках значение p_k соответствует давлению парообразования или давлению насыщения для растворенных в жидкости газов. Появление кавитационных каверн в струйных насосах обычно связано с понижением давления вследствие возникновения значительных по величине

местных скоростей жидкости. Чистые жидкости теоретически могут выдерживать значительные растягивающие напряжения (отрицательные давления). Однако вследствие присутствия в жидкостях примесей нерастворенных газов давление, при котором происходит кавитация, обычно близко к давлению насыщенных паров или даже превышает его. Согласно современным воззрениям, кавитационные разрывы сплошности жидкости происходят не на уровне молекулярных сил, когда для разрыва жидкостей требуется растягивающее усилие порядка 10^8 МПа; жидкость разрывается по достаточно крупным зародышам фазы газовых примесей. Кроме того, установлено, что пузырьки-зародыши, находящиеся в жидкости, во многих случаях не имеют сферической формы, хотя бы по причине действия гравитационных сил или влияния границ проточного тракта. Все это позволяет считать, что кавитационный разрыв сплошности в гидроструйных насосах возникает при давлении парообразования жидкости, соответствующем ее температуре, а для жидкостей, содержащих газы, — при давлении насыщения.

Возникновение кавитации изменяет гидродинамические характеристики гидроструйных насосов. Образующиеся в жидкости паровые или газовые пузырьки будут заполнять часть поперечного сечения камеры смешения, что уменьшает соответственно объем подкачиваемой жидкости. Обычно в гидроструйных насосах кавитационные явления возникают на границах раздела струй активной и подкачиваемой жидкостей, и только в редких случаях пузырьки заполняют все сечение камеры смешения. Поэтому в гидроструйных насосах в меньшей степени приходится опасаться кавитационного разрушения проточного тракта, чем в лопастных насосах.

Как для расчета, так и для эксплуатации важно определить условия, при которых в результате кавитации снижается подача или уменьшается полезный напор, создаваемый гидроструйным насосом. Поскольку в гидроструйном насосе поток имеет поперечный сдвиг, условия возникновения кавитации определить не просто. В настоящее время нет достаточно полных сведений о связи между минимальными местными давлениями в слое перемешивания на границе активного и пассивного потоков и основными параметрами в струйном насосе. Кавитация в струйном насосе может начаться как в результате увеличения скорости активной струи (при увеличении рабочего давления), так и при снижении давления на всасывании, а также при росте коэффициента подсоса μ , происходящем при снижении противодавления p_c на выходе из гидроструйного насоса.

Кавитация возникает обычно вблизи входного сечения камеры смешения, когда давление там достигает критического значения p_k . Если полный напор на всасывании гидроструйного насоса с центральным соплом в сечении 1_k (см. рис. 1.8) составляет $H_{н1k} = H_k$, то для сечения, в котором возникает кавитация

(будем считать это сечение близким к 2κ), можно записать

$$H_{\kappa} = p_{\kappa}/(\rho g) + (1 + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{т.п}}) v_{\kappa 2\kappa}^2/(2g), \quad (1.38)$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ — потери при входе пассивного потока в камеру смешения; $\zeta_{\text{т.п}}$ — потери за счет турбулентных пульсаций на границе активного и пассивного потоков.

В этом уравнении второй член отражает потери энергии, пропорциональные скоростному напору пассивного (подсасываемого) потока. Таким образом, второй член представляет собой потери удельной энергии пассивным потоком на участке от сечения 1κ до сечения 2κ . Обозначим его через $\Delta H_{\text{п}}$. Тогда, если обозначить $v_{\kappa 2\kappa}$ через $v_{\text{п}}$, имеем

$$\Delta H_{\text{п}} = (1 + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{т.п}}) v_{\text{п}}^2/(2g). \quad (1.39)$$

Предположим, что при кинематически подобных режимах (т. е. при коэффициенте подсоса $u = \text{const}$) для струйных насосов, подобных в геометрическом отношении, будем иметь

$$\Delta h_{\text{п}} = \Delta H_{\text{п}}/(H_{\text{п}} + H_{\text{р}}) = \text{const}. \quad (1.40)$$

Выразим величину $v_{\text{п}}$ через коэффициент подсоса u и основной геометрический параметр насоса $d_{\text{р}}/d_{\text{с}}$. Учтывая, что

$$\frac{v_{\kappa 2\kappa}}{v_{\text{р вх}}} = \frac{Q_{\text{п}}}{S_{\text{р}} - S_{\text{с}}} \frac{S_{\text{с}}}{Q_{\text{р}}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{р}}} \frac{d_{\text{с}}^2}{d_{\text{р}}^2 - d_{\text{с}}^2},$$

получим

$$v_{\text{п}}/v_{\text{р}} = u/[(d_{\text{р}}/d_{\text{с}})^2 - 1]. \quad (1.41)$$

Тогда

$$v_{\text{п}}^2/(2g) = v_{\text{р}}^2 u^2 / \{2g [(d_{\text{р}}/d_{\text{с}})^2 - 1]^2\}. \quad (1.42)$$

Скорость активного потока на выходе из рабочего сопла $v_{\text{р вх}} = v_{\text{р}}$ можно вычислить по обычной формуле гидравлики

$$v_{\text{р}} = \varphi_{\text{с}} \sqrt{2g (H_{\text{п}} + H_{\text{р}})}, \quad (1.43)$$

где $\varphi_{\text{с}}$ — коэффициент скорости рабочего сопла.

Отсюда

$$v_{\text{р}}^2/(2g) = \varphi_{\text{с}}^2 (H_{\text{п}} + H_{\text{р}}). \quad (1.44)$$

Тогда скоростный напор пассивного потока $v_{\text{п}}^2/(2g)$ будет

$$v_{\text{п}}^2/(2g) = \varphi_{\text{с}}^2 u^2 (H_{\text{п}} + H_{\text{р}})/(d_{\text{р}}^2/d_{\text{с}}^2 - 1)^2. \quad (1.45)$$

Из выражений (1.39), (1.40) и (1.45) можно получить

$$\Delta h_{\text{п}} = (1 + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{т.п}}) \varphi_{\text{с}}^2 u^2 / (d_{\text{р}}^2/d_{\text{с}}^2 - 1)^2. \quad (1.46)$$

Обозначим безразмерный перепад $\Delta h_{\text{п}}$, соответствующий возникновению кавитации, через $\sigma_{\text{кр}}$; тогда (1.46) примет вид

$$\sigma_{\text{кр}} = [(1 + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{т.п}}) \varphi_{\text{с}}^2] u^2 / (d_{\text{р}}^2/d_{\text{с}}^2 - 1)^2. \quad (1.47)$$

Величину, стоящую в квадратных скобках, обозначим через κ — число кавитации [54]: $\kappa = (1 + \zeta_{вх} + \zeta_{г.п}) \varphi_c^2$. Установлено [54], что величина κ в различных условиях изменяется весьма незначительно ($1,3 < \kappa < 1,4$) и составляет в среднем 1,35. Тогда

$$\sigma_{кр} = \kappa u^2 / (d_r^2/d_c^2 - 1)^2. \quad (1.48)$$

Очевидно, что величину $\sigma_{кр} = \Delta H_{п} / (H_{п} + H_p)$ можно представить в следующем виде:

$$\sigma_{кр} = \frac{p_{п} - p_{к}}{p_p - p_{п}} = \kappa \frac{u^2}{(d_r^2/d_c^2 - 1)^2}, \quad (1.49)$$

где $p_{п}$ — абсолютное давление в сечении 1κ (см. рис. 1.8); $p_{к}$ — абсолютное давление, при котором возникает кавитация (в первом приближении его можно принять равным давлению насыщенных паров жидкости на границе активного и пассивного потоков); p_p — полное абсолютное давление в сечении 1ψ (см. рис. 1.8).

Для практических приложений важно знать, при каком минимальном коэффициенте подсоса u в струйном насосе возникает кавитация. Поэтому выразим из (1.49) значение этого коэффициента, обозначив его как $u_{к}$ (кавитационное):

$$u_{к} = \frac{d_r^2/d_c^2 - 1}{\sqrt{\kappa}} \sqrt{\frac{p_{п} - p_{к}}{p_p - p_{п}}}. \quad (1.50)$$

Это уравнение можно представить в следующем, более удобном для расчетов виде:

$$u_{к} = \frac{d_r^2/d_c^2 - 1}{\sqrt{\kappa}} \frac{1}{\sqrt{(p_p - p_{к})/(p_{п} - p_{к}) - 1}}. \quad (1.51)$$

Используя уравнение (1.51), можно определить ограничения, накладываемые кавитацией на коэффициент подсоса u в струйных насосах, имеющих заданное значение геометрического параметра d_r/d_c и работающих при определенном сочетании давлений p_p , $p_{п}$ на жидкости, имеющей критическое по кавитации давление $p_{к}$.

Е. Я. Соколов и Н. М. Зингер также получили уравнение для кавитационного коэффициента подсоса $u_{к}$ [65]. Отличительной особенностью этого выражения является то, что в нем отсутствует число кавитации κ , которое, хотя и изменяется в небольших пределах, все же зависит от конструкции гидроструйного насоса и, согласно данным, приведенным в статье [24], в ряде случаев может принимать и отличные от указанных выше значения (в среднем от 0,8 до 2,12 и даже более). Вместо числа кавитации в уравнение, приведенное в работе [65], входит отношение коэффициента скорости потока на входе в камеру смешения φ_4 к коэффициенту скорости потока в рабочем сопле φ_1 . Это уравнение получено

авторами книги для однородных рабочей и пассивной жидкостей в следующем виде:

$$u_k = \frac{\varphi_4}{\varphi_1} \left(\frac{d_r^2}{d_c^2} - \frac{1}{\sqrt{1 + (p_n - p_k)/(p_p - p_n)}} \right) \sqrt{(p_n - p_k)/(p_p - p_n)}. \quad (1.52)$$

После несложных преобразований уравнение (1.52) можно представить в несколько ином виде:

$$u_k = \frac{\varphi_4}{\varphi_1} \left(\frac{d_r^2}{d_c^2} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{(p_p - p_k)/(p_n - p_n) - 1}}} \right) \times \\ \times \frac{1}{\sqrt{(p_p - p_k)/(p_n - p_n) - 1}}. \quad (1.53)$$

При значении $(p_p - p_k)/(p_n - p_n) > 10$ подкоренное выражение в знаменателе второго члена, стоящего в круглых скобках, можно принять равным единице. В этом случае уравнение (1.53) примет вид

$$u_k = \frac{d_r^2/d_c^2 - 1}{\varphi_1/\varphi_4} \frac{1}{\sqrt{(p_p - p_k)/(p_n - p_n) - 1}}. \quad (1.54)$$

Из сравнения уравнений (1.51) и (1.54) очевидно, что они будут эквивалентны [в области $(p_p - p_k)/(p_n - p_n) = \bar{p}_k > 10$], если $\sqrt{\kappa} = \varphi_1/\varphi_4$, или $\kappa = (\varphi_1/\varphi_4)^2$. Принимая, согласно рекомендациям работы [61], $\varphi_1 = 0,95$ и $\varphi_4 = 0,925$, получим $\kappa = 1,06$, что меньше рекомендованного ранее значения $\kappa = 1,35$.

Как показывает сравнение результатов расчета и эксперимента, уравнение (1.52) дает более точные результаты, чем уравнение (1.51), особенно в области, где $\bar{p}_k < 10$.

На рис. 1.21 приведены построенные нами по уравнению (1.53) кавитационные характеристики $u_k = f(d_r/d_c, \bar{p}_k)$. Фактический коэффициент подсоса гидроструйного насоса u должен быть меньше кавитационного коэффициента подсоса или (в пределе) равен ему. Если струйный насос работает при неизменных давлениях рабочей (p_p) и пассивной (p_n) жидкостей, то при снижении противодавления p_c коэффициент подсоса u будет увеличиваться лишь до тех пор, пока не достигнет значения, равного u_k , т. е. до момента возникновения кавитации.

Кавитационные характеристики гидроструйных насосов (рис. 1.21) можно совместить с рабочими гидравлическими характеристиками. Такие совмещенные характеристики приведены на рис. 1.22. По оси абсцисс отложены значения основного геометрического параметра струйных насосов d_r/d_c , а по оси ординат — безразмерный перепад давления $\bar{p} = \Delta p_c/\Delta p_p$ [см. формулу (1.23)]. На графике отложены линии равных коэффициентов подсоса u , рассчитанных по уравнению (1.22), а в виде наклонных прямых —

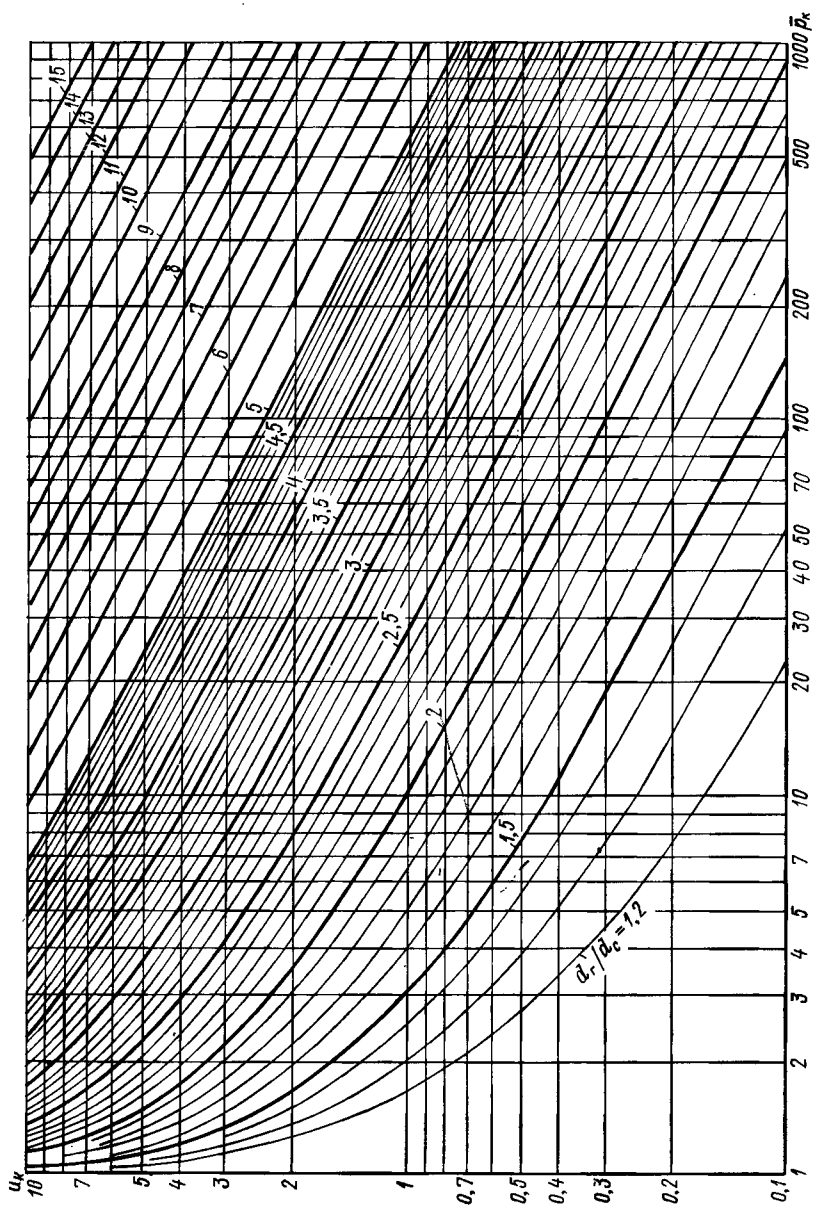


Рис. 1.21. Кавитационные характеристики гидроструйных насосов с центральным соплом

линии равных значений отношения $\bar{p}_k = (p_p - p_k)/(p_v - p_k)$, которые ограничивают область возможных значений коэффициента подсоса u . Кавитации не возникает и расчетный коэффициент подсоса, найденный при заданных значениях $\bar{p}$ и d_r/d_c , может

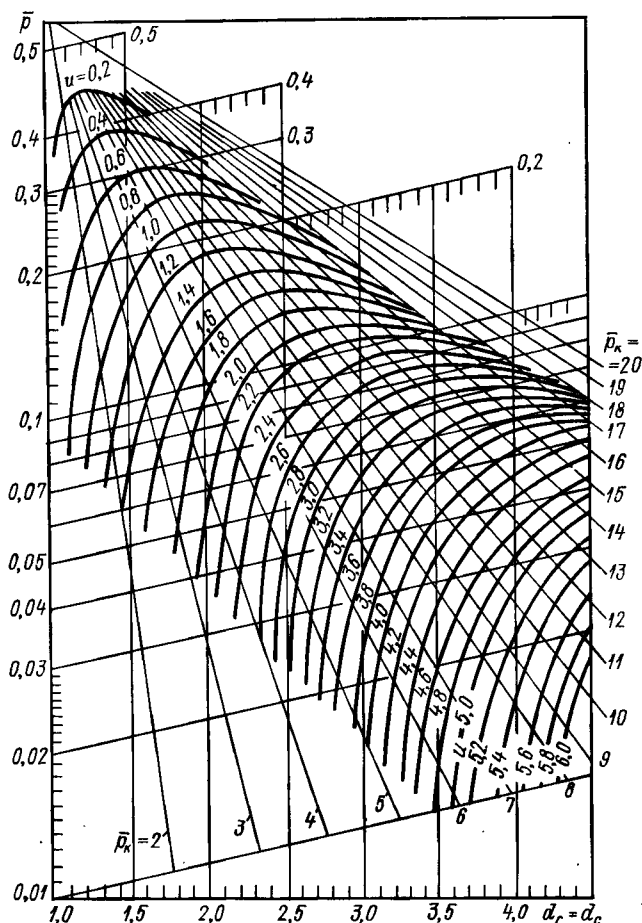


Рис. 1.22. Совмещенные рабочие и кавитационные характеристики гидроструйных насосов с центральным соплом

быть реализован, если расчетная точка, лежащая на пересечении линий $\bar{p}$ и d_r/d_c , расположена справа от линии с расчетным значением безразмерного давления $\bar{p}_k$.

Необходимо отметить, что более точные результаты по расчету нормальных гидравлических характеристик можно получить при использовании рис. 1.13, а частных кавитационных характеристик — рис. 1.21. Поэтому совмещенные характеристики (рис. 1.22) следует применять лишь для предварительных оценок.

На рис. 1.23 и 1.24 приведены нормальные гидравлические характеристики $\bar{p} = f(u)$ и характеристики КПД $\eta = f(u)$ для гидроструйных насосов с различными значениями отношения d_r/d_c , рассчитанные с использованием рис. 1.13. Там же штриховыми линиями нанесены частные кавитационные характеристики, рассчитанные с помощью рис. 1.21 и соответствующие различным

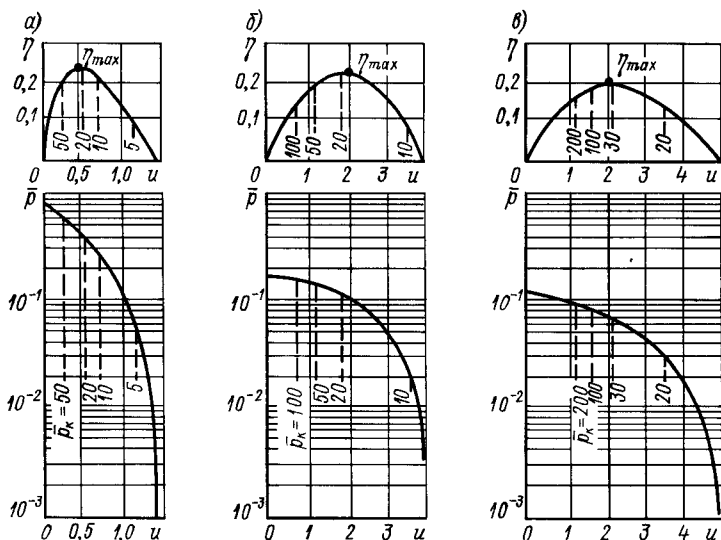


Рис. 1.23. Безразмерные рабочие $\bar{p} = f(u)$ и кавитационные $\bar{p}_k = f(u)$ характеристики, а также характеристики КПД $\eta = f(u)$ для гидроструйных насосов с центральным соплом: а — $d_r/d_c = 1,8$; б — $d_r/d_c = 3,0$; в — $d_r/d_c = 4,0$

значениям кавитационного безразмерного давления $\bar{p}_k = (p_p - p_k)/(p_n - p_k)$. Из рассмотрения рис. 1.23 и 1.24 можно сделать следующие выводы:

1) наибольшее относительное давление (при нулевой полезной подаче) развивают насосы с относительно меньшими значениями d_r/d_c ;

2) по мере увеличения отношения d_r/d_c уменьшается не только создаваемое гидроструйным насосом безразмерное давление $\bar{p}$, но и значение максимального КПД;

3) максимальный коэффициент подсоса u имеют насосы с большими значениями отношения d_r/d_c ;

4) кавитации в большей мере подвержены насосы, имеющие меньшие значения отношения d_r/d_c . Так, струйный насос, имеющий $d_r/d_c = 1,8$ (рис. 1.23, а), при $\bar{p}_k = 20$ может развить лишь коэффициент подсоса $u = 0,5$, в то время как струйный насос, имеющий $d_r/d_c = 5$, при $\bar{p}_k = 20$ может работать без кавитации с коэффициентом подсоса $u < 5,5$.

Следует отметить, что критическое давление p_k (давление парообразования) зависит от температур рабочего τ_p и пассивного τ_n потоков и коэффициента подсоса u . При одинаковой теплоем-

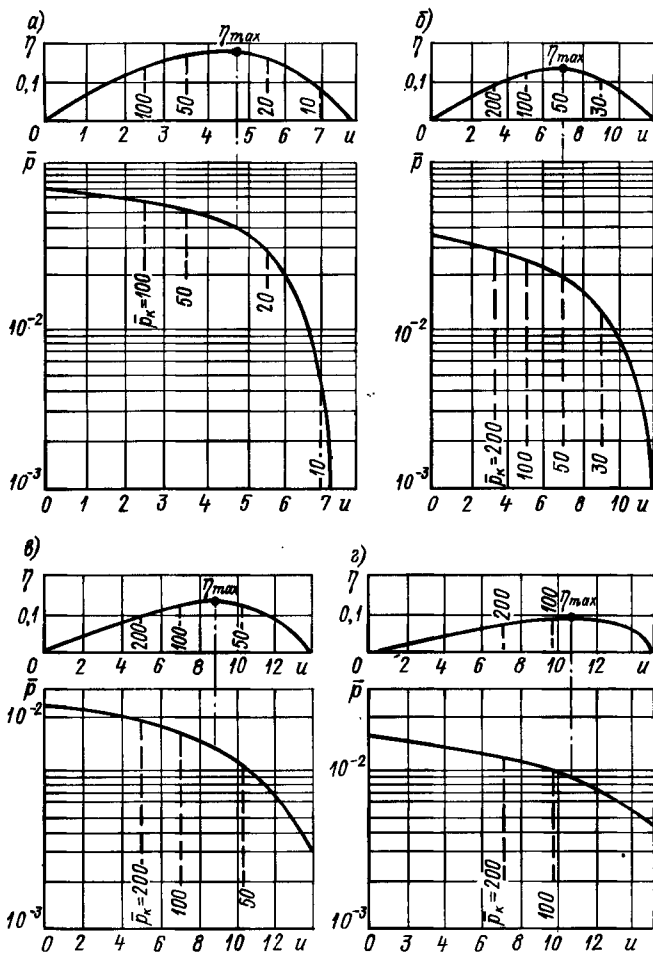


Рис. 1.24. Безразмерные рабочие $\bar{p} = f(u)$ и кавитационные $\bar{p}_k = f(u)$ характеристики, а также характеристики КПД $\eta = f(u)$ для гидроструйных насосов с центральным соплом: а — $d_r/d_c = 5,0$; б — $d_r/d_c = 7,0$; в — $d_r/d_c = 8,6$; г — $d_r/d_c = 10,2$

кости взаимодействующих жидкостей температура смешанного потока, по которой следует выбирать значение p_k , может быть вычислена по формуле

$$\tau_o = \frac{\tau_p + u\tau_n}{1 + u}. \quad (1.55)$$

1.5. Основы проектирования гидроструйных насосов

Общие положения. При проектировании гидроструйного насоса важно не только точно рассчитать его гидравлические характеристики, но и правильно назначить основные геометрические формы и размеры. Для того чтобы расчетные характеристики совпадали с действительными, геометрические формы и размеры отдельных частей насоса должны удовлетворять определенным требованиям.

В результате использования расчетных уравнений или нормальных и частных (кавитационных) характеристик определяется лишь основной геометрический параметр гидроструйных насосов — отношение площадей или диаметров камеры смешения и сопла. Для реализации необходимых требований к гидроструйным насосам по расходам и давлениям требуется рассчитать конструктивные размеры рабочего сопла, входного участка камеры смешения, самой камеры смешения и диффузора. Иногда по условиям размещения приходится уменьшать расчетную длину гидроструйного насоса, что может, например, достигаться заменой одного большого насоса несколькими насосами меньших размеров; заменой одного сопла несколькими; применением специальных видов диффузоров, позволяющих сократить их длину; применением вместо гидроструйного насоса с центральным соплом струйного насоса с кольцевым соплом и т. п.

Следует подчеркнуть, что расчеты по приведенным выше формулам и графикам позволяют получить лишь усредненные характеристики струйных насосов, которые могут быть существенно уточнены в процессе доводочных испытаний на модельных или натурных образцах. Например, принято считать, что максимальное значение КПД гидроструйных насосов с центральным соплом не превышает 30—32 %, в то же время в литературе имеются сведения о том [34, 43], что за счет правильного проектирования и тщательного изготовления удастся увеличить их КПД до 40 % и даже более.

В последние годы появилось немало интересных предложений по улучшению конструкции элементов струйных насосов. Так, Г. Е. Мускевич предложил и испытал гидроструйный насос с двухповерхностной струей [43] (рис. 1.25), который, по данным автора, показал при испытаниях КПД более 40 %. В этом насосе кольцевое сопло установлено таким образом, что на выходе из него рабочая струя имеет две активные поверхности (наружную и внутреннюю), увлекающие эжектируемую (пассивную) жидкость. Ю. М. Ермаков [16] предложил новую конструкцию рабочего сопла (насадка), корпус которого выполнен из двух участков трубы, получивших после обжатия овальное сечение. Участки развернуты один относительно другого вдоль оси на угол 90°. По данным автора [16], такой насадок за счет закручивания струи является более эффективным, чем традиционно применяющиеся в на-

стоящее время конические сходящиеся насадки. Н. Л. Зангер [19] обратил внимание на необходимость тщательной обработки внешнего контура рабочего сопла, который составляет часть проточного тракта подсасываемого потока. Поэтому этот контур должен обеспечивать гидродинамически плавный переход подсасываемого потока во входном участке камеры смешения. В работах А. А. Кукьяна [31] приведены результаты экспериментальных

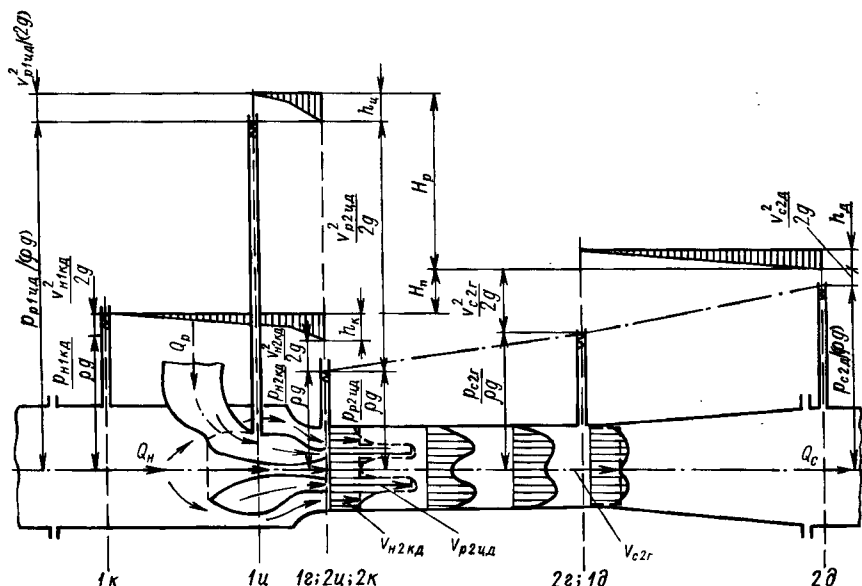


Рис. 1.25. Схема распределения давлений и скоростей жидкости в проточной части гидроструйного насоса с двухповерхностной рабочей струей [а. с. 165109 (СССР)]

исследований влияния несоосности расположения центрального рабочего сопла и камеры смешения на гидравлические характеристики и КПД гидроструйных насосов. Показано, что при отклонении оси сопла от оси камеры смешения на величину 0,05—0,2 диаметра камеры смешения, что вполне возможно в струйных насосах небольших размеров, КПД струйного насоса может уменьшиться на 20—50 %. К аналогичным результатам приводит, по данным Г. А. Петуховой [51], так называемый «сдвиг» потока при боковом расположении всасывающего патрубка гидроструйного насоса.

Гидроструйные аппараты, как известно, имеют более низкий КПД, нежели центробежные насосы. Широкому применению в практике они обязаны прежде всего надежности работы и простоте устройства. Чтобы полностью реализовать эти преимущества, целесообразно обеспечивать работу аппаратов в оптимальном режиме и правильно подбирать их размеры (тип). Однако если

лопастные насосы обычно выбирают, имея их рабочие характеристики, то каждый гидроструйный насос, за малым исключением [65, 81], конструктор вынужден рассчитывать индивидуально. Так как аналитические методы расчета весьма сложны, а графики (характеристики) для расчета струйных насосов только начинают появляться [25, 37], то в практике часто аппараты или вовсе не подбираются (применяют имеющийся под рукой струйный насос — гидроэлеватор), или подбираются крайне приближенно. Это зачастую приводит к грубым ошибкам. Поэтому создается мнение о малой эффективности струйных насосов. Приведенные в книге материалы позволяют создать достаточно надежную основу для расчета и подбора гидроструйных насосов и установок с такими насосами.

Ниже приведены расчетные соотношения для выбора размеров основных конструктивных элементов гидроструйных насосов с центральным соплом и кольцевых струйных насосов.

Расчет конструктивных размеров элементов гидроструйных насосов с центральным соплом. С о п л о гидроструйного насоса рассчитывают из условия обеспечения минимальных потерь напора при истечении из него рабочей струи.

Ранее применялись так называемые *коноидальные* насадки (сопла), внутренняя поверхность которых выполнялась по форме истекающей из них струи. Такие насадки способны обеспечить исключительно высокие значения коэффициента расхода (скорости ¹) — порядка 0,994. Однако вследствие сложности очертаний коноидальных насадков и трудности их изготовления они в последующем были почти полностью заменены *коническими сходящимися* соплами с небольшим цилиндрическим участком на выходе. Угол конусности этих насадков принимают около 13—14°, а длину цилиндрического участка на выходе не более $(0,7 \div 0,8)d_c$. Сопло такой формы обеспечивает коэффициент расхода $\mu = 0,93 \div 0,97$. Предпринимались попытки применения насадков с различными формами выходного отверстия [78]: *четырёхструйной, звездообразной, кольцевой* и т. п. Однако в проведенных опытах эти насадки не дали каких-либо существенных преимуществ перед обычными коническими.

Насадок с *винтовым движением жидкости*, предложенный Ю. М. Ермаковым [16], позволяет, по его мнению, увеличить коэффициент подсоса струйного насоса на 25—30 %. В настоящее время о систематических экспериментах со струйными насосами, оснащёнными таким соплом, нам неизвестно.

При известном расчетном расходе рабочей жидкости Q_p , перепаде давления в насадке Δp_p и коэффициенте скорости рабо-

¹ В связи с тем, что в применяющихся в настоящее время соплах сжатие струи почти отсутствует, коэффициент расхода μ и коэффициент скорости ϕ могут быть приняты равными друг другу.

чего сопла Φ_1 диаметр выходного цилиндрического участка сопла можно рассчитать по формуле

$$d_c = \{4Q_p / [\pi \Phi_1 (2 \Delta p_p / \rho)^{1/2}]\}^{1/2}. \quad (1.56)$$

Величину Φ_1 при предварительных расчетах в среднем можно принимать равной 0,95.

Размеры и форму камеры смещения и диффузора определяют с учетом следующих факторов:

1) во входном сечении 1г камеры смещения (см. рис. 1.8) должно поддерживаться постоянное по сечению статическое давление $p_{нзг} = p_{рзг}$;

2) в выходном сечении 2г камеры смещения (см. рис. 1.8) статическое давление должно быть восстановлено до величины $p_{с2г}$;

3) размеры и форма диффузора должны обеспечивать максимально возможное восстановление статического давления.

Используя уравнения характеристик гидроструйных насосов с диффузором (1.22) и бездиффузорных насосов (1.24), можно оценить значение диффузора в восстановлении статического давления на выходе из гидроструйного насоса. По данным работы [65], выражение для определения достижимого относительного перепада давления $\Delta p_c / \Delta p_p$ при оптимальном режиме работы гидроструйного насоса с диффузором может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{\Delta p_{с 2г}}{\Delta p_{р 1г}} = \frac{\Phi_1^2 \Phi_2^2}{(2 - \Phi_3^2)(1 + u)^2 - (2\Phi_2 - 1/\Phi_4^2) u u^2}, \quad (1.57)$$

а для бездиффузорных насосов — в виде

$$\frac{\Delta p_{с 2г}}{\Delta p_{р 1г}} = \frac{\Phi_1^2 \Phi_2^2}{2(1 + u)^2 - (2\Phi_2 - 1/\Phi_4^2) u u^2}. \quad (1.58)$$

В этих уравнениях $u = 1/(1 - d_c^2/d_r^2)$.

Из уравнений (1.57) и (1.58) можно получить выражение для отношения достижимых перепадов давления в бездиффузорных струйных насосах к достижимому перепаду в насосах с диффузорами:

$$\frac{\Delta p_{с 2г}}{\Delta p_{с 2д}} = \frac{(2 - \Phi_3^2)(1 + u)^2 - (2\Phi_2 - 1/\Phi_4^2) u u^2}{2(1 + u)^2 - (2\Phi_2 - 1/\Phi_4^2) u u^2}. \quad (1.59)$$

Как показано в книге [65], максимальное значение $\Delta p_{с 2г} / \Delta p_{с 2д}$, равное примерно 0,7, имеет место при нулевом коэффициенте подсоса u . С увеличением u бездиффузорный насос не позволяет эффективно восстановить перепад давления, и при достаточно больших u отношение $\Delta p_{с 2г} / \Delta p_{с 2д}$ составляет лишь 0,35—0,4.

Таким образом, при одинаковых коэффициентах подсоса и одинаковом давлении рабочей жидкости при использовании гидроструйных насосов с оптимальным отношением площадей сечений камеры смещения и рабочего сопла бездиффузорный насос создает давление примерно в два раза меньше, чем струйный насос с диффузором. Однако в ряде случаев применение таких насосов оправдано простотой их устройства.

Эффективность восстановления давления в диффузоре в значительной степени зависит от его конструкции. Приведенные выше уравнения относятся к случаю использования простейшего конического диффузора с постоянным углом раскрытия $8-10^\circ$, который получил в настоящее время наибольшее распространение из-за простоты изготовления.

Восстанавливаемый перепад давления можно увеличить на $10-15\%$, если применить диффузор с переменным по длине углом раскрытия.

П. Н. Каменев [23] предложил диффузор, состоящий из трех участков разной конусности. Граничные диаметры этих участков d_{2r} , $d_{д\alpha\alpha}$, $d_{д\alpha\beta}$ и $d_{2д}$ принимают исходя из того, чтобы на каждом участке ($d_{д\alpha\alpha} - d_{2r}$, $d_{д\alpha\beta} - d_{д\alpha\alpha}$, $d_{2д} - d_{д\alpha\beta}$) средние по сечению скорости потока снижались на $1/3$ общей разности скоростей в камере смещения и на выходе из диффузора. При этом длина первого участка диффузора принимается равной $l_1 = 28,5 (d_{д\alpha\alpha} - d_{2r})$, второго — $l_2 = 14,3 (d_{д\alpha\beta} - d_{д\alpha\alpha})$, а третьего — $l_3 = 14,4 (d_{2д} - d_{д\alpha\beta})$ (см. рис. 1.28). В этих выражениях $d_{д\alpha\alpha}$, $d_{д\alpha\beta}$ — диаметры промежуточных граничных сечений диффузора, а d_{2r} и $d_{2д}$ — диаметры концевых сечений камеры смещения и диффузора (см. рис. 1.8).

Если диффузор состоит из одного участка постоянной конусности ($8-10^\circ$), то его длину можно определить по выражению $(6+7) (d_{2д} - d_{1д})$.

Камеру смещения в настоящее время в основном принимают цилиндрической ($d_{2r} = d_{1r}$). Однако не во всех случаях в цилиндрической камере смещения могут быть созданы оптимальные условия для получения максимального расчетного коэффициента подсоса u . В этих случаях рекомендуется применять коническую камеру смещения.

Отношение диаметров d_{1r} и d_{2r} можно определить по следующей формуле, полученной нами с использованием материалов книги [61]:

$$\frac{d_{1r}}{d_{2r}} = \frac{\sqrt{s}}{1+u} (1 + u \sqrt{1 + \Delta p_c / \Delta p_d}), \quad (1.60)$$

где s — эффективность восстановления давления в диффузоре в оптимальном режиме; u — коэффициент подсоса гидроструйного насоса в оптимальном режиме; Δp_c , Δp_d — перепады давления, создаваемый гидроструйным насосом и восстанавливаемый в диффузоре соответственно.

Для диффузора, выполненного из трех участков с различной конусностью, можно принимать $s = 0,86 \pm 0,62$ при изменении давления $p_{с2д}$ от $0,15$ до 7 МПа (большие значения соответствуют меньшим давлениям $p_{с2д}$), а для конического диффузора с постоянной конусностью и углом раскрытия $8-10^\circ$ в оптимальном режиме можно принимать $s = 0,65 \pm 0,70$ (большие значения относятся к меньшему углу конусности). Перепад Δp_d можно определить,

зная величину $\Delta p_d/\Delta p_p$ (рис. 1.26) и величину $\Delta p_c/\Delta p_p$, найденную для оптимального режима работы гидроструйного насоса.

Если значение отношения d_{1r}/d_{2r} не отличается от единицы более чем на 10 %, то камеру смешения следует принимать цилиндрической. В противном случае, зная d_{1r} и отношение d_{1r}/d_{2r} , можно вычислить величину d_{2r} .

Оптимальное расстояние от выходного сечения рабочего сопла (2ц) до входного сечения камеры смешения (1г) определяется из условия, что при расчетном значении коэффициента подсоса u (для режима максимального КПД) площадь конечного сечения

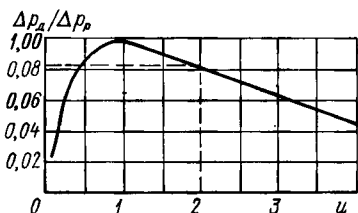


Рис. 1.26. Зависимость относительного перепада давления $\Delta p_d/\Delta p_p$, восстанавливаемого в диффузоре, от коэффициента подсоса u для гидроструйных насосов с центральным соплом

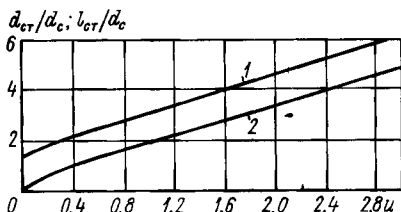


Рис. 1.27. Зависимость относительного диаметра струи $d_{ст}/d_c$ (1) и ее относительной длины $l_{ст}/d_c$ (2) от коэффициента подсоса u для гидроструйных насосов с центральным соплом

свободной струи, выходящей из сопла, равна площади входного сечения (1г) камеры смешения. При этом необходимо вычислить длину свободной струи $l_{ст}$ и ее диаметр $d_{ст}$ на расстоянии $l_{ст}$ от выходного сечения рабочего сопла. В соответствии с рекомендациями [65] величину $l_{ст}$ определяют в зависимости от значения коэффициента подсоса в оптимальном режиме по следующим формулам:

при $u < 0,5$

$$l_{ст} = 3,12d_c (\sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29); \quad (1.61)$$

при $u > 0,5$

$$l_{ст} = 1,43d_c (0,37 + u). \quad (1.62)$$

Соответственно диаметр струи $d_{ст}$ на входе в камеру смешения т. е. на расстоянии $l_{ст}$ от сечения 2ц, вычисляют по формулам:

при $u < 0,5$

$$d_{ст} = 3,4d_c \sqrt{0,083 + 0,76u}; \quad (1.63)$$

при $u > 0,5$

$$d_{ст} = 1,55d_c (1 + u). \quad (1.64)$$

На рис. 1.27 приведены графики $l_{ст}/d_c = f(u)$ и $d_{ст}/d_c = f(u)$, построенные по формулам (1.63) и (1.64).

Если в результате расчета получается, что $d_{ст} < d_{1r}$, то расстояние между выходным сечением рабочего сопла и входным

сечением камеры смешения принимают равным $l_{ст}$. При этом более близкая установка сопла, чем на расстоянии $l_{ст}$, несущественно влияет на работу струйного насоса, так как конечное сечение струи полностью вписывается в камеру смешения. Однако такое приближение сопла к камере смешения приводит к уменьшению рабочей длины последней, так

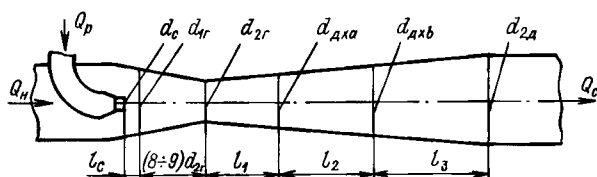


Рис. 1.28. Соотношения между конструктивными размерами гидроструйных насосов с центральным соплом по рекомендациям П. Н. Каменева

как конечное сечение свободной струи (до прикосновения к стенкам камеры смешения) смещается к диффузору. Удаление же сопла от камеры смешения может существенно ухудшить работу струйного насоса. В этом случае струя не вписывается во входное сечение камеры смешения. Возникающие противотоки жидкости будут приводить к дополнительным потерям энергии.

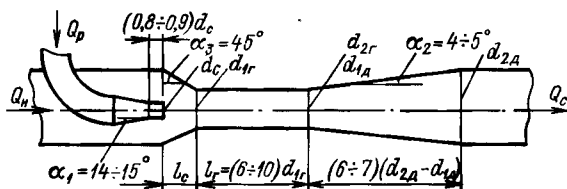


Рис. 1.29. Соотношения между конструктивными размерами гидроструйных насосов с центральным соплом по рекомендациям Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера

Если в результате расчета получается, что $d_{ст} > d_{1r}$, то расстояние от сопла до горловины увеличивают на величину $l'_{ст}$, которую определяют по формуле

$$l'_{ст} = (d_{ст} - d_{1r})/2. \quad (1.65)$$

Длину цилиндрической камеры смешения рекомендуется принимать равной

$$l_r = (6 \div 10) d_r. \quad (1.66)$$

Соотношения между конструктивными размерами гидроструйных насосов, сконструированных по рекомендациям П. Н. Каменева [23], приведены на рис. 1.28, а по рекомендациям Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера — на рис. 1.29 [65].

Особенности расчета конструктивных размеров гидроструйных насосов с кольцевым соплом. Работы, посвященные струйным насосам с кольцевым рабочим соплом, немногочисленны. Наиболее подробные исследования таких насосов выполнены А. М. Скорубко [63]. Результаты этих работ положены в основу приводимых ниже рекомендаций по проектированию струйных насосов с кольцевым соплом.

Для гидроструйных насосов с кольцевым соплом (рис. 1.30) основным соотношением геометрических размеров, определяемым

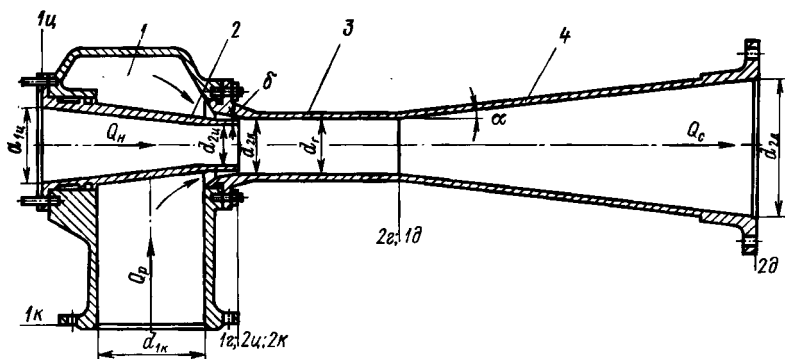


Рис. 1.30. Схема гидроструйного насоса с кольцевым соплом и цилиндрической камерой смещения:

1 — рабочая камера с кольцевым соплом; 2 — центральное (пассивное) сопло; 3 — камера смещения (горловина); 4 — диффузор

при гидравлическом расчете, является отношение площади поперечного сечения горловины (камеры смещения) с диаметром $d_r = d_{2к}$ к площади кольцевого рабочего сопла, имеющего наружный диаметр $d_{2к}$ и внутренний $d_{2ц} + 2\delta$, где δ — толщина стенок центрального сопла. Таким образом, основной геометрический параметр струйного насоса с кольцевым соплом может быть записан в виде

$$m = \frac{d_{2к}^2}{d_{2к}^2 - (d_{2ц} + 2\delta)^2}. \quad (1.67)$$

Рациональным является кольцевое сопло с внутренним цилиндрическим стержнем, образованным центральным (пассивным) соплом и наружными коническими образующими с углом конусности около 12° . На конце сопла имеется небольшой цилиндрический участок. Вход в сопло должен быть плавно скруглен.

На рис. 1.31 представлены две конструкции рабочих камер — сварная и литая.

Распределение осевых скоростей в кольцевых гидроструйных насосах (см. рис. 1.14) автомодельно относительно числа Рейнольдс-

са Re , находящегося в диапазоне от $0,7 \cdot 10^4$ до $1,05 \cdot 10^4$. Число Рейнольдса вычислялось с использованием в качестве характерного размера ширины кольцевой щели.

Было установлено, что изменение ширины кольцевой щели не влияет на коэффициент потерь (коэффициент расхода) рабочей

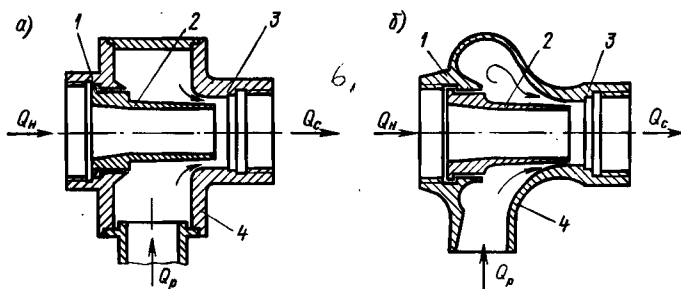


Рис. 1.31. Схемы рабочих камер кольцевого гидроструйного насоса: а — сварная; б — литая;

1 — подвод пассивной жидкости; 2 — центральное (пассивное) сопло; 3 — разъем для присоединения камеры смешения; 4 — подвод рабочей жидкости

камеры при $Re = (3+6)10^4$. Коэффициент потерь рабочей камеры в целом составил $0,16-0,20$, что соответствовало коэффициенту расхода (скорости) $\mu = \varphi = 0,92-0,93$. Для кольцевой щели в отдельности среднее значение коэффициента потерь существенно

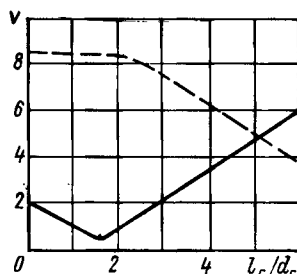


Рис. 1.32. Характер распределения осевых скоростей v по длине камеры смешения гидроструйных насосов:

— — — с центральным соплом; — — — с кольцевым соплом

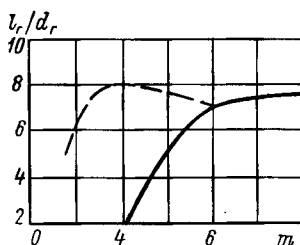


Рис. 1.33. Зависимость оптимальной относительной длины камеры смешения l_r/d_r от отношения $m = S_r/S_c$:

— — — гидроструйные насосы с центральным соплом; — — — кольцевые струйные насосы

не отличалось от коэффициента потерь для конических насадков ($0,08-0,12$). Форма рабочей камеры практически не влияет на ее сопротивление. Уменьшение длины цилиндрического участка рабочего сопла несущественно уменьшает трение в кольцевой щели.

Оптимальной для кольцевых насосов является цилиндрическая камера смещения. Коническая камера не улучшает гидравлических характеристик. Характер распределения осевых скоростей в камерах смещения струйных насосов с кольцевым (см. рис. 1.14) и центральным (см. рис. 1.8) соплами различен (рис. 1.32). На начальном участке камеры смещения струйного насоса с кольцевым соплом происходит возрастание, а не падение осевой скорости. Выравнивание эпюры скоростей начинается на расстоянии $(5+6) d_r$ и заканчивается в конце камеры смещения $(\approx 10 d_r)$. Оптимальная длина камеры смещения зависит от параметра m [см. формулу (1.67)] и составляет $(2,7+10,8) d_r$ при изменении m от 4 до 9. При $m = 3,5+6$ камера смещения кольцевых струйных насосов в полтора-два раза короче, чем насосов с центральным рабочим соплом (рис. 1.33). Для бездиффузорных кольцевых струйных насосов длина камеры смещения может быть принята равной $(3+4) d_r$.

Диффузор кольцевых струйных насосов может быть выполнен с большим углом конусности (до 16°) по сравнению с гидроструйными насосами с центральным соплом ($8-10^\circ$). Это объясняется тем, что профиль скоростей (см. рис. 1.14) — повышенные значения у стенок и уменьшенные в центре — препятствует началу отрыва потока в диффузоре.

В ряде случаев гидроструйный насос с кольцевым соплом может быть выполнен в полтора-два раза короче, чем струйный насос с центральным соплом.

Длину гидроструйного насоса можно уменьшить и за счет применения многоструйных сопел [47]. Тогда ее определяют исходя из следующих соображений.

Конструктивные размеры при замене односоплового гидроструйного насоса многосопловым определяют, принимая равными площади поверхностей смешивания рабочего и подсосываемого потоков. С учетом этого условия запишем

$$\pi d_{cn} n l_{rn} = \pi d_c l_r, \quad (1.68)$$

где d_{cn} , n , l_{rn} — соответственно диаметр одного из сопел, число сопел и длина камеры смещения многосоплового насоса; d_c , l_r — диаметр сопла и длина камеры смещения односоплового насоса.

Так как сумма площадей сопел многосоплового гидроструйного насоса должна быть равна площади сопла односоплового насоса, то

$$d_c = d_{cn} / \sqrt{n}. \quad (1.69)$$

Подставляя выражение (1.69) в уравнение (1.68), получим

$$l_{rn} = l_r / \sqrt{n}. \quad (1.70)$$

Таким образом, длина многосоплового гидроструйного насоса в $\sqrt{n}$ раз меньше длины односоплового насоса.

СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ГИДРОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

2.1. Основы напорного транспортирования гидросмесей по трубам

Напорным гидравлическим транспортированием называют процесс перекачки по трубам гидросмесей, образованных рабочей жидкой средой (обычно водой) и измельченными твердыми нерастворимыми материалами (грунтом, горными породами, полезными ископаемыми, отходами технологических производств.

Гидравлический транспорт широко используют на внешних и внутренних коммуникациях различных промышленных предприятий, в строительстве, топливдобывающей промышленности при добыче угля, торфа и т. п. Основные задачи, которые приходится решать при проектировании гидротранспортных систем:

1) выбор и расчет насосного (гидроэлеваторного) оборудования для забора и транспортирования гидросмеси;

2) расчет трубопроводов, по которым транспортируются смеси (определение потерь напора, выбор технологически и экономически целесообразных скоростей, позволяющих предотвратить выпадение в осадок твердых веществ);

3) подбор наиболее целесообразной для расчетных условий концентрации твердой фазы в гидросмеси.

К одному из видов насосного оборудования, применяемого в системах напорного гидротранспортирования, относятся струйные насосы (гидроэлеваторы). Прежде чем привести основы расчета и гидравлические характеристики струйных насосов, применяемых для гидротранспортирования, необходимо кратко рассмотреть свойства гидросмесей, особенности перекачки по трубам и всасывания их насосами.

Виды гидросмесей. В качестве признаков, определяющих вид гидросмесей, обычно принимают размер частиц твердой фазы, гранулометрический состав, концентрацию, а также плотность твердой фазы [15, 35].

Размер частиц твердой фазы определяет условия их гидродинамического взаимодействия с потоком несущей жидкости. По преимущественному содержанию определенного класса частиц выделяют следующие виды гидросмесей [15, 35]:

коллоидные, содержащие частицы размерами до 1 мкм;

структурные (гидрозоли), содержащие твердые частицы размерами от 1 до 50 мкм, получаемые диспергированием (для частиц структурных жидкостей гидродинамическое взаимодействие определяется в основном силами вязкости — законом Стокса¹);

¹ Для структурных гидросмесей, сильно насыщенных твердыми частицами типа глины, мела и т. д., характерны процессы, подобные деформациям твердого тела. Рассмотрение таких смесей выходит за рамки настоящей темы. Данные по структурным смесям приведены в литературе (см., например, [35]).

тонкодисперсные — с частицами размерами от 50 до 150 мкм, получаемые чаще всего измельчением (для тонкодисперсных гидросмесей — суспензий — взаимодействие частиц и жидкости определяется зависимостью гидравлического сопротивления от вязкости жидкости; это сопротивление тем больше, чем мельче частицы);

грубодисперсные — с частицами размерами от 0,1—0,15 мм до 1,5—2 мм;

неоднородные грубодисперсные — с частицами размерами более 1,5—2 мм (взаимодействие потока с частицами лежит в области квадратичных сопротивлений);

полидисперсные — с частицами различной крупности.

С позиций гидродинамики в структурных гидросмесях при насыщении жидкости твердыми веществами более 35 % вследствие малых размеров частиц и большой их концентрации основную роль в движении смеси играет твердая фаза.

В то же время в различных гидросмесях при концентрации до 25—35 % по объему основная роль в переносе твердого компонента принадлежит жидкости. Процессы в них носят гидродинамический характер, обусловленный скоростями и давлениями внутри жидкости и на границах соприкосновения жидкости с поверхностью трубопроводов.

Перекачка структурных жидкостей с помощью гидроструйных насосов в большинстве случаев нецелесообразна, так как значительная вязкость таких гидросмесей существенно снижает КПД струйных аппаратов, поэтому в дальнейшем структурные жидкости в книге не рассматриваются.

Гранулометрический состав твердой фазы гидросмесей можно приближенно охарактеризовать среднеарифметической (средневзвешенной) крупностью частиц [15]:

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_1 m_1 + d_2 m_2 + \dots + d_n m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} d_i m_i}{\sum_{i=1}^{i=n} m_i}, \quad (2.1)$$

где d_i — средняя крупность частиц из i -го интервала; m_i — массовое процентное содержание частиц i -го интервала.

Одной из важнейших характеристик гидросмесей является концентрация (консистенция¹ или насыщение жидкости твердыми веществами). Необходимо заметить, что гидросмесь существует только в движении, поэтому можно различать мгновенную и среднюю концентрации твердых веществ в некотором выделенном объеме потока гидросмеси.

¹ Ранее в литературе по гидротранспорту и гидромеханизации концентрацию называли консистенцией. В работе А. П. Юфина [85, с. 186—189] приведены различные формы выражения концентрации (консистенции) гидросмесей и их взаимозависимости.

Концентрация твердой фазы в гидросмеси определяется отношением объемного или массового расхода твердого материала к расходу жидкости (воды) или гидросмеси.

Массовую концентрацию гидросмеси s_m можно выразить в следующем виде [15]:

$$s_{m1} = \frac{m_T}{m_{ж}} = \frac{\rho_T}{\rho_{ж}} \frac{\rho_{г.с} - \rho_{ж}}{\rho_T - \rho_{г.с}}; \quad (2.2)$$

$$s_{m2} = \frac{m_T}{m_T + m_{ж}} = \frac{\rho_T}{\rho_{г.с}} \frac{\rho_{г.с} - \rho_{ж}}{\rho_T - \rho_{ж}}; \quad (2.3)$$

аналогично объемная концентрация гидросмеси s_v :

$$s_{v1} = \frac{V_T}{V_{ж}} = \frac{\rho_{г.с} - \rho_{ж}}{\rho_T - \rho_{г.с}}; \quad (2.4)$$

$$s_{v2} = \frac{V_T}{V_{г.с} + V_{ж}} = \frac{\rho_{г.с} - \rho_{ж}}{\rho_T - \rho_{ж}}. \quad (2.5)$$

Здесь s_{m1} , s_{m2} — отношение массы сухого твердого вещества m_T в единице объема гидросмеси, протекающей за единицу времени через поперечное сечение трубопровода, соответственно к массе жидкости $m_{ж}$ в этом же объеме гидросмеси и к массе единицы объема гидросмеси $m_T + m_{ж}$; s_{v1} , s_{v2} — отношение объема твердого вещества в плотном теле (без пор) V_T , заключенного в объеме гидросмеси, протекающей за единицу времени через поперечное сечение трубопровода, соответственно к объему жидкости $V_{ж}$ в гидросмеси и к объему гидросмеси ($V_T + V_{ж}$); $\rho_{г.с}$, $\rho_{ж}$, ρ_T — соответственно плотности гидросмеси, жидкости и твердого тела.

При расчете гидротранспортных систем, работающих на воде ($\rho_{ж} = \text{const}$), важно знать зависимость плотности гидросмеси $\rho_{г.с}$ от массовой s_m или объемной s_v концентрации и от плотности твердой составляющей ρ_T .

На рис. 2.1 приведена зависимость плотности гидросмеси $\rho_{г.с}$ от массовой концентрации s_{m1} и плотности твердой фазы ρ_T , построенная по формуле (2.2). Если задана объемная концентрация s_{v1} , то для определения плотности гидросмеси $\rho_{г.с}$ можно использовать зависимость s_{v1} от s_{m1} в соответствии с формулами (2.2) и (2.4). Из этих выражений можно вывести, что

$$s_{m1} = \frac{\rho_T}{\rho_{ж}} s_{v1}.$$

Вычислив s_{m1} , можно воспользоваться для расчета плотности гидросмеси $\rho_{г.с}$ графиком, представленным на рис. 2.1.

Расчет параметров движения гидросмесей. Режимы движения. Для расчета гидротранспортных трубопроводных систем необходимо знать возможные скорости движения гидросмесей по трубам и иметь возможность определять гидравлические сопротивления при перекачке разных гидросмесей, имеющих различные концентрации и плотности. Основой для расчета течения гидросмесей в трубах в настоящее время служат полуэмпирические и эмпирические зависимости, полученные различными авторами [15, 35, 85].

Условия установившегося движения гидросмесей по трубопроводам можно охарактеризовать отличием или соответствием фактической скорости потока v критическому значению скорости $v_{кр}$.

Понятие критической скорости гидросмеси $v_{кр}$ различно для горизонтальных и вертикальных трубопроводов. В горизонтальных трубах под критической скоростью понимают минимальную скорость движения гидросмеси, при которой возможно в данных условиях транспортирование твердых веществ полностью во взвешенном состоянии без оседания их на дно трубы. В вертикальных трубах в качестве

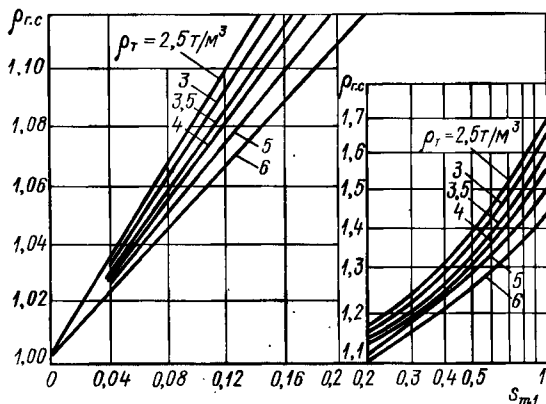


Рис. 2.1. Зависимость плотности гидросмеси $\rho_{г.с}$ от массовой концентрации s_{m1} и плотности твердой фазы ρ_{τ}

критической скорости принято принимать скорость свободного падения частиц твердой фазы в неподвижной жидкости. Эту скорость обычно называют гидравлической крупностью.

1. Сначала рассмотрим закономерности движения гидросмесей в горизонтальных трубах [15, 35].

Для тонкодисперсных гидросмесей основным режимом транспортирования является турбулентный режим. В отличие от движения однородных маловязких жидкостей (таких, как вода), на движение потока тонкодисперсной гидросмеси влияет инерция твердых частиц. Однако вследствие малости размера твердых частиц в тонкодисперсных гидросмесях они участвуют в пульсационных процессах. Поэтому в целом гидросмесь можно представить в виде фиктивной однородной жидкости с плотностью $\rho_{г.с}$, но здесь, в отличие от истинно однородной жидкости, течение происходит с дополнительными затратами энергии, которые приблизительно пропорциональны разнице плотностей гидросмеси $\rho_{г.с}$ и чистой жидкости $\rho_{ж}$, а также объемной концентрации твердых веществ s_{v2} [см. формулу (2.5)].

Расчетная формула для определения удельного гидравлического сопротивления при движении тонкодисперсных гидросмесей имеет следующий вид [35]:

$$i_{г.с} = i_{ж} \left(1 + c_0 \frac{\rho_t - \rho_{ж}}{\rho_{ж}} s_{v_2} \right), \quad (2.6)$$

где $i_{г.с}$, $i_{ж}$ — удельные потери напора для гидросмеси и для чистой жидкости, выраженные в метрах столба чистой жидкости; c_0 — эмпирический коэффициент, зависящий от содержания тонких фракций в гидросмеси.

Для гидросмесей с содержанием твердых фракций размерами мельче 0,07 мм в количестве не более 5—6 % и для диспергированных гидросмесей при объемной концентрации s_{v_2} меньше критической коэффициент c_0 можно принимать приблизительно равным единице (по данным работы [15], он изменяется в пределах 0,85—1,15). При этом значение критического (предельного) насыщения потока гидросмеси твердыми частицами обычно связывают с отношением дополнительных затрат энергии (по сравнению с однородной жидкостью) на транспортирование гидросмеси, вызванных влиянием твердых частиц, к общим затратам энергии. Из формулы (2.6) можно получить, что это отношение составляет

$$i_{ж} c_0 a s_{v_2} / [i_{ж} (1 + c_0 a s_{v_2})] = c_0 a s_{v_2} (1 + c_0 a s_{v_2}),$$

где $a = (\rho_t - \rho_{ж}) / \rho_{ж}$.

Из рассмотрения полученной формулы видно, что дополнительные затраты энергии для каждого вида гидросмеси являются постоянной величиной, они не зависят от гидравлических характеристик потока, а определяются физико-механическими свойствами гидросмеси. Поэтому для тонкодисперсных гидросмесей понятие критической скорости, или максимального насыщения, в гидродинамическом смысле утрачивает свое значение. Для таких гидросмесей вместо критической скорости вводят понятие *граничной скорости* $v_{гр}$ [35].

Под граничной скоростью течения тонкодисперсной смеси в горизонтальных трубах понимают ту минимальную скорость $v_{гр}$, ниже которой может возникнуть вязкопластическое течение гидросмеси или произойти отложение рыхлого слоя твердой фазы на дне трубы. Величина $v_{гр}$ практически не зависит от концентрации твердой фазы и определяется по формуле [35]

$$v_{гр} = k_1 \sqrt{agd_{тр}}, \quad (2.7)$$

где $k_1 = 1 \div 1,5$ — коэффициент, учитывающий свойства и дисперсность твердых частиц; g — ускорение свободного падения; $d_{тр}$ — диаметр трубопровода.

Таким образом, в отличие от чистых жидкостей, для которых характерны как ламинарные (при малых скоростях), так и турбулентные режимы течения, тонкодисперсные гидросмеси перемещаются устойчивым потоком только при скоростях выше $v_{гр}$.

При скоростях $v > v_{гр}$ в трубах протекает обычный турбулентный поток, который может транспортировать гидросмесь при насыщении его твердыми частицами до концентрации $sy_2 = 0,2 \div 0,25$.

При $v < v_{гр}$ происходит изменение характера движения гидросмеси и приближение его к структурным потокам, для которых коэффициент c_0 возрастает в зависимости от скорости до значений 1,8—5,8 [35]. Анализ выражений (2.6) и (2.7) показывает, что удельные потери напора $i_{г.с}$ при перекачке тонкодисперсной гидросмеси с объемной концентрацией $sy_2 = 0,2 \div 0,25$ при плотности твердой фазы $\rho_t = 2,6$ возрастают по сравнению с удельными потерями напора для воды в 1,3—1,5 раза. При этом значения граничных скоростей $v_{гр}$ для труб диаметром 0,2—1,0 м лежат в пределах 2,5—6 м/с.

При скорости движения гидросмеси $v > 1,5v_{гр}$ удельные гидравлические потери напора можно приближенно вычислять по формуле $i_{г.с} = i_{ж} \rho_{г.с} / \rho_{ж}$. При таких скоростях удельные потери напора имеют значительную величину.

Следует отметить, что движение гидросмесей в металлических трубах вследствие абразивного действия твердых частиц приводит к шлифованию стенок труб в течение 100—200 ч работы. Поэтому при расчете гидравлических сопротивлений можно использовать формулы для гидравлически гладких труб. В большинстве случаев расчеты по этим формулам дают запас до 25 %. Это объясняется уменьшением шероховатости шлифованных гидросмесью труб по сравнению с шероховатостью «новых» труб, задаваемой обычно при расчете. Более подробные сведения по транспортированию тонкодисперсных гидросмесей в трубах приведены в работах [15, 35].

При движении грубодисперсных смесей твердые частицы вносят в поток структурные изменения. Частицы твердой фазы из-за их значительной инерционности дробят вихревые массы и уменьшают интенсивность турбулентности, но вместе с тем они сами возбуждают вихри в результате соприкосновения с нижней стенкой трубы и последующего вовлечения потоком жидкости в движение. В таком потоке часть энергии затрачивается на поддержание поступательного движения твердых частиц. Для грубодисперсных гидросмесей характерно существенное отличие кривых $i_{г.с}(v)$ от таковых для чистой жидкости (воды). На рис. 2.2 схематично показана зависимость удельных потерь напора $i_{г.с}$ от скорости движения грубодисперсной гидросмеси в горизонтальных трубах (кривые 2—4) [85]. Для сравнения там же нанесена зависимость удельных потерь напора $i_{ж}$ от скорости v для чистой жидкости без твердых примесей (кривые 1). Кривые 1—4 построены в предположении, что плотности находятся в соотношении $\rho_1 < \rho_2 < \rho_3 < \rho_4$.

Области критических скоростей (рис. 2.2, а) соответствуют минимальные удельные потери напора $i_{г.с}$. Из физических соображений очевидно, что чем больше плотность гидросмеси $\rho_{г.с}$,

тем выше должно быть значение критической скорости, препятствующей выпадению твердых веществ в осадок. Поэтому с увеличением $\rho_{г.с}$ минимум потерь напора $i_{г.с}$ на кривых 2—4 смещается вправо (в сторону больших значений скоростей). Участки $a_i b_i$ на кривых $i_{г.с} = f(v)$ соответствуют области докритических режимов с частичным отложением осадка в трубах; на участках кривых от точки b_i до точки c_i за счет выравнивания распределения твердых частиц по поперечному сечению потока кривые 2—4 приближаются к кривой 1 для чистой жидкости. Однако вправо от точки c_i кривые 2—4 для гидросмесей начинают вновь отходить от кривой для чистой жидкости.

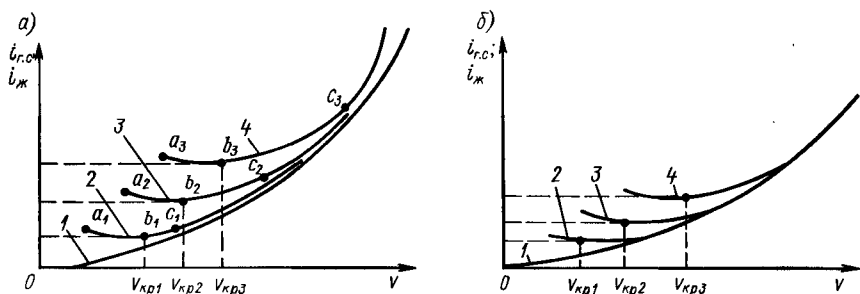


Рис. 2.2. Характер зависимости удельных потерь напора $i_{г.с}$ от скорости v при движении в горизонтальных трубах чистой жидкости (кривые 1) и гидросмеси (кривые 2, 3, 4): а — потери напора выражены в метрах столба чистой жидкости; б — потери напора выражены в метрах столба гидросмеси

При перекачке грубодисперсных материалов удельные потери напора при прочих равных условиях меньше, чем при перекачке тонкодисперсных гидросмесей. С увеличением скорости эта разница увеличивается. При уменьшении скорости ниже критической удельные потери напора растут вследствие увеличения количества твердых веществ, переносимых потоком по нижней стенке трубы. Если $v \approx 0,9v_{кр}$, режим движения гидросмеси становится неустойчивым, возникают неподвижные зоны отложения осадка. Измеренные для этого случая удельные потери напора дают большой разброс показателей.

Удельные потери напора при перекачке грубодисперсных гидросмесей рекомендуется определять по следующей формуле [35]:

$$i_{г.с} = i_{ж} + c_1 a s v_2 \frac{\theta}{v} \sqrt{d_{ср}}; \quad (2.8)$$

при этом критическую скорость $v_{кр}$ вычисляют так:

$$v_{кр} = (6,5 \div 7,5) \sqrt{d_{тр}} \sqrt[3]{a s v_2 \theta / \sqrt{d_{ср}}}. \quad (2.9)$$

Здесь θ — гидравлическая крупность частиц со средним размером $d_{ср}$ (табл. 2.1); c_1 — эмпирический коэффициент, который ре-

комендуется выбирать в зависимости от диаметра трубы $d_{тр}$:

$d_{тр}$, мм	25—50	63—100	105—125	150—300	300—900
c_1	3,0—2,5	2,5—1,6	1,5—0,6	0,4	0,3

При вычислениях по формулам (2.8) и (2.9) значения $d_{тр}$ и $d_{ср}$ следует принимать в м, θ — в м/с, тогда величина $v_{кр}$ получится также в м/с.

Основное влияние твердых частиц на движение *неоднородных грубодисперсных гидросмесей* (размеры частиц выше 1,5—2 мм) проявляется в существенном изменении трения вблизи нижней стенки трубы. Твердые частицы движутся скольжением и перекачиванием по стенке с кратковременным нахождением во взвешенном состоянии в толще потока. Твердые частицы вблизи дна создают как бы подвижную шероховатость. При этом угловатые необкатанные частицы создают большее сопротивление. На графиках, отражающих зависимость удельных потерь напора $i_{г.с}$ от скорости движения гидросмеси, кривые для неоднородных гидросмесей располагаются значительно выше, чем для воды. В отличие от кривых для других видов гидросмесей, эти кривые в диапазоне изменения скоростей $v = (1 \div 2) v_{кр}$ проходят примерно эквидистантно кривой для воды (в то время как аналогичные кривые для тонкодисперсных смесей в этом диапазоне v отходят, а для грубодисперсных смесей приближаются к кривой для воды).

Область критических скоростей для неоднородных грубодисперсных гидросмесей имеет очень узкий диапазон. Движение со скоростями, находящимися вблизи этого диапазона, неустойчиво. Уменьшение скоростей приводит к резкому увеличению сопротивлений и закупорке трубопроводов. Это объясняется тем, что распределение концентрации частиц по высоте весьма неравномерно. Большая часть твердых веществ при скоростях $v = (1 \div 2) v_{кр}$ движется в нижней трети сечения трубы. При этом распределение твердых частиц по высоте потока мало зависит от

Таблица 2.1

Гидравлическая крупность θ частиц с размером $d_{ср} = 0,1 \div 30$ мм при плотности твердой фазы $\rho_T = 2,65$ т/м³ и температуре 15 °С

$d_{ср}$, мм	θ , см/с	$d_{ср}$, мм	θ , см/с	$d_{ср}$, мм	θ , см/с	$d_{ср}$, мм	θ , см/с
0,10	0,59	0,50	5,24	1,5	16,44	6,0	32,90
0,12	0,85	0,60	6,37	1,75	17,80	7,0	35,50
0,14	1,33	0,70	7,48	2,0	19,00	8,0	38,00
0,15	1,52	0,80	8,60	2,5	21,25	9,0	40,30
0,20	1,90	0,90	9,74	3,0	23,25	10,0	42,50
0,30	3,00	1,0	10,84	4,0	26,85	20,0	60,20
0,40	4,12	1,2	13,08	5,0	30,00	30,0	73,60

Примечание. Гидравлическую крупность твердых частиц θ' при плотности твердой фазы $\rho_T > 2,65$ т/м³ можно определить по формуле $\theta' = \theta (\rho_T - 1) / 1,65$.

скоростей гидросмеси, взятых из практически интересного диапазона их изменения.

Формула для определения удельных потерь напора при движении неоднородных грубодисперсных гидросмесей по данным работы [35] имеет вид

$$i_{г.с} = i_{ж} + c_2 a s v_2, \quad (2.10)$$

где c_2 — эмпирический коэффициент, который рекомендуется принимать равным: 0,70—0,56 — для свежедробленных скальных пород; 0,55—0,46 — для дробленных горных пород средней крепости; 0,45—0,36 — для обкатанных твердых частиц типа гравия и мягких дробленных горных пород; 0,35—0,20 — для сланцев и крепких углей; 0,20—0,10 — для мягких углей и антрацитов.

Критическую скорость движения гидросмеси можно рассчитать по формуле [35]

$$v_{кр} = (7 \div 9) \sqrt{c_2 a g s v_2 d_{тр}}. \quad (2.11)$$

Из формул (2.10) и (2.11) следует, что $i_{г.с}$ и $v_{кр}$ не зависят в данном случае от размера твердых частиц. Этот факт подтвержден экспериментально для частиц крупностью от 2 до 50—60 мм и даже до 120 мм [35].

В некоторых работах [28] предполагается, что для области скоростей выше критической гидросмесь можно считать однородной жидкостью с большей, чем у чистой жидкости, плотностью. Поэтому потери напора для гидросмеси $i_{г.с}$ можно выразить через потери напора для жидкости $i_{ж}$ в следующем виде:

$$i_{г.с} = i_{ж} \rho_{г.с} / \rho_{ж}. \quad (2.12)$$

Если измерять удельные потери напора для гидросмеси $i_{г.с}$ в метрах столба гидросмеси (более тяжелой, чем рабочая жидкость), то кривые 2—4 сместятся вниз (за счет деления ординат $i_{г.с}$ на соответствующее значение плотности гидросмеси) и в области скоростей выше критической сольются с кривой 1 для чистой жидкости (рис. 2.2, б).

В области $v > v_{кр}$ можно записать

$$i_{ж} = i_{г.с} \rho_{ж} / \rho_{г.с}. \quad (2.13)$$

Таким образом, для каждой концентрации твердых веществ в гидросмеси, характеризуемой в данном случае соответствующей плотностью, существует определенное значение критической скорости $v_{кр}$, выше которой удельные потери напора для гидросмеси, выраженные в единицах высоты столба транспортируемой гидросмеси, численно равны потерям напора для чистой рабочей жидкости, выраженным в единицах высоты столба этой жидкости¹.

¹ Подобная зависимость существует и при перекачке воды с кристаллами льда [18].

Величина $v_{кр}$ возрастает с увеличением концентрации твердой фазы в гидросмеси (плотности гидросмеси), но скорость рабочей жидкости, содержащейся в гидросмеси, отнесенная к площади поперечного сечения трубы, независимо от содержания твердой фазы остается постоянной [28].

Таким образом, для неоднородной грубодисперсной гидросмеси при движении ее в горизонтальных трубах со скоростями выше критической удельные потери напора $i_{г.с}$ приближенно можно вычислять так же, как для чистой жидкости, но выражать в метрах столба гидросмеси с плотностью, соответствующей заданной концентрации твердой фазы.

При движении по горизонтальным трубам *полидисперсных (разнофракционных)* гидросмесей режимы течения зависят от количественного содержания отдельных классов твердых веществ¹. Для $sv_2 \geq 0,1$ установлено [35], что если содержание какого-либо класса твердых частиц в тонкодисперсных, грубодисперсных или неоднородных грубодисперсных гидросмесях превышает 50—60 %, то характер движения смеси определяется данным классом примесей. При этом содержание в тонкодисперсных гидросмесях более крупных частиц в количестве до 10—15 % мало сказывается на величине гидравлических сопротивлений и критических скоростей. Но если в гидросмеси с крупными частицами содержится более 20 % частиц тонкодисперсных веществ, то это существенно влияет на гидравлическое сопротивление.

Следует особо отметить, что для количественной оценки параметров движения таких гидросмесей можно применить принцип наложения (суммирования) гидравлических сопротивлений, характерных для отдельных компонентов, входящих в полидисперсную смесь [15, 35]. Формулы для определения $i_{г.с}$ и $v_{кр}$ для полидисперсных гидросмесей приведены в работах [15, 35].

Т. Г. Колчаян [28] рассмотрела вопрос об определении оптимального значения объемной концентрации твердой фазы sv для создания экономически целесообразных режимов эксплуатации гидросистем при перекачке гидросмеси по горизонтальным трубам. Увеличение sv играет двоякую роль: с одной стороны, при возрастании sv уменьшается объем перекачиваемой гидросмеси, но, с другой стороны, с увеличением sv возрастает значение критической скорости $v_{кр}$, а следовательно, увеличиваются затраты энергии на перекачку гидросмеси. Оптимальная концентрация гидросмеси получается путем исследования функции удельных затрат на перекачку гидросмеси на минимум. По данным Т. Г. Колчаян [28], в среднем минимум удельных затрат соответствует объемной концентрации гидросмеси $sv_2 = 0,26$. Большее сгущение гидросмесей считается автором работы [28] нецелесообразным, в том числе и по тем соображениям, что увеличивается вероятность засорения трубопроводов.

¹ Класс твердых веществ определяется их крупностью.

2. В случае движения различных гидросмесей по вертикальным и наклонным восходящим трубам основным режимом движения для всех гидросмесей, за исключением структурных, является турбулентный [35]. Так же как и для горизонтальных потоков, существует зона критических скоростей. Значение критических скоростей возрастает с увеличением концентрации, плотности и крупности твердых частиц. При скоростях $v > v_{кр}$ для всех видов гидросмесей зависимость удельных потерь напора от скорости движения гидросмеси имеет вид, аналогичный зависимости для тонкодисперсных гидросмесей. На критическую скорость восходящих потоков основное влияние оказывает гидравлическая крупность частиц.

Для восходящих потоков критическую скорость, при которой потери напора будут минимальными, можно вычислить по формуле [35]

$$v_{кр} = \theta + 3 \sqrt{as_{v2}gd_{тр}}. \quad (2.14)$$

В этом случае потери напора

$$i_{г.с} = i_{ж} (1 + as_{v2}). \quad (2.15)$$

При проектировании гидротранспортных систем рекомендуется [35] с учетом обеспечения устойчивости гидравлических режимов принимать следующие значения скоростей течения гидросмесей: для тонкодисперсных — $v = (1,05 \div 1,1) v_{кр}$; для грубодисперсных — $v = (1,1 \div 1,15) v_{кр}$, для полидисперсных — $v = (1,15 \div 1,20) v_{кр}$.

Режим течения в наклонных трубопроводах выбирают исходя из угла их подъема. При углах подъема до 45° расчеты ведут так же, как для горизонтальных трубопроводов, а при углах подъема более $45-75^\circ$ — как для вертикальных. Для предотвращения засорения труб должно соблюдаться следующее соотношение между диаметром трубопровода $d_{тр}$ и максимальным размером твердых частиц d_{max} : $d_{тр}/d_{max} \geq 2,5 \div 3$.

Особенности всасывания гидросмесей. Гидросмеси в систему можно подавать различными способами. Если насосный агрегат или гидроэлеватор¹ (струйный насос) расположен ниже бункера (приемника) гидросмеси, то его приемный патрубок обычно присоединяют к отверстию в конусном днище бункера. В этом случае гидросмесь поступает в насос под действием собственного веса. Процесс всасывания как таковой отсутствует. Г. С. Щербина [84] отмечает, что по условиям экономичности транспортирования, например, кускового угля по трубам можно перекачивать гидросмеси с объемной концентрацией $s_{v1} = V_{т}/V_{ж} = 0,5 \div 0,3$, а по условиям забора гидросмеси из бункеров при такой концентрации происходит засорение приемных отверстий гидро-

¹ В литературе по гидротранспорту [23, 70] широко используют термин «гидроэлеватор», поэтому в настоящем параграфе он сохранен наряду с термином «струйный насос».

элеватора (насоса) в условиях завала их твердыми частицами, если не принять специальных мер по дозированию твердых веществ с помощью шнеков или других приспособлений, усложняющих работу установки.

Если при работе источник гидросмеси расположен ниже гидроджетного насоса, то должна быть обеспечена подача твердых веществ к месту забора гидросмеси. При заборе гидросмеси из подводных забоев приемник (сосун) приходится перемещать по горизонтали и по вертикали по мере выборки грунта. Гидродинамический процесс всасывания твердых частиц непрерывным потоком включает фазу увлечения отдельных частиц, если в районе всасывающего отверстия скорости будут больше гидравлической крупности частиц, и фазу массового движения твердых частиц с образованием воронки всасывания, если скорость движения жидкости превысит гидравлическую крупность в три—пять раз. Однако по условиям всасывания не удастся обеспечить устойчивую объемную концентрацию γ_{v1} выше 0,2—0,1 [84].

При подборе и расчете насосов, предназначенных для забора гидросмеси из подводных забоев, нужно помнить, что гидросмесь обладает большей плотностью, чем чистая рабочая жидкость. Поэтому из условий предотвращения кавитации расчет предельно допустимой высоты всасывания насосов надо вести с учетом фактической плотности гидросмеси. В книге [35] рекомендовано следующее уравнение для определения предельной допустимой геометрической высоты всасывания центробежных насосов:

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{p_a - p_{\text{н.п}}}{\rho_{\text{ж}} g} - \sum h \frac{\rho_{\text{г.с}}}{\rho_{\text{ж}}} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} \frac{\rho_{\text{г.с}}}{\rho_{\text{ж}}} - H_{\text{пог}} \left(\frac{\rho_{\text{г.с}}}{\rho_{\text{ж}}} - 1 \right), \quad (2.16)$$

где p_a , $p_{\text{н.п}}$ — соответственно атмосферное давление и давление насыщенных паров рабочей жидкости; $\sum h$ — сумма местных и линейных потерь напора во всасывающем трубопроводе; $v_{\text{вс}}$ — скорость жидкости во всасывающем трубопроводе; $H_{\text{пог}}$ — глубина погружения всасывающего отверстия под уровень жидкости.

Все члены в правой части этого уравнения, кроме последнего $H_{\text{пог}} (\rho_{\text{г.с}}/\rho_{\text{ж}} - 1)$, имеются в соответствующих уравнениях для перекачки чистой жидкости (без множителей $\rho_{\text{г.с}}/\rho_{\text{ж}}$). Введение последнего члена в уравнение обусловлено разницей плотностей гидросмеси во всасывающей трубе $\rho_{\text{г.с}}$ и чистой рабочей жидкости $\rho_{\text{ж}}$, окружающей всасывающую трубу. Из этого уравнения видно, что чем больше глубина погружения всасывающего отверстия и чем концентрированнее гидросмесь (чем больше $\rho_{\text{г.с}}$), тем меньше будет допустимая высота всасывания $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$.

Проиллюстрируем это с помощью рис. 2.3. По оси ординат отложен напор H , в целом соответствующий атмосферному давлению. В виде наклонных кривых показаны зависимости $H_1 =$

$= H_{\text{пог}} (\rho_{г.с}/\rho_{ж} - 1)$, указывающие снижение высоты всасывания за счет погружения всасывающего отверстия под уровень. Расчеты выполнены для гидросмеси воды и песка ($\rho_{г.с} = 2,65 \text{ т/м}^3$). Вычитая из величины напора, соответствующего атмосферному давлению ($H = 10 \text{ м}$), величину напора, соответствующего давлению насыщенных паров воды ($H_{н.п.}$), а также необходимый надкавитационный напор Δh (см. п. 4.2), получим прямую A , на пересечении с которой кривых H_1 можно найти рабочую точку B всасывающего трубопровода при работе в условиях,

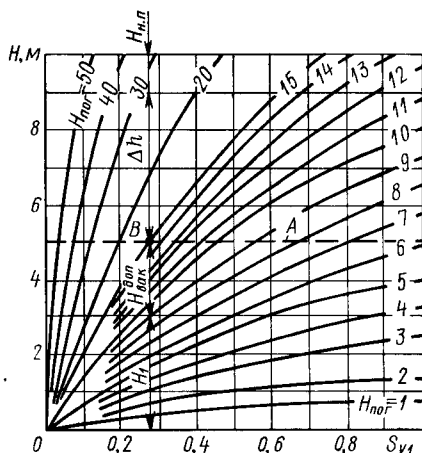


Рис. 2.3. График для определения допустимой вакуумметрической высоты всасывания насосов $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ в зависимости от глубины погружения всасывающего отверстия под уровень жидкости $H_{\text{пог}}$ (м), кавитационного запаса Δh (м) и напора $H_{н.п.}$ соответствующего давлению насыщенных паров, при работе на гидросмеси с объемной концентрацией $sv_1 = V_{т}/V_{ж}$

В то же время при увеличении концентрации sv_1 до 0,4 величина $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ уменьшится и составит примерно 0,5 м. При всасывании гидросмесей существенно увеличиваются и потери напора по сравнению с работой насосов на воде.

Условия всасывания сильно ограничивают концентрацию всасываемой гидросмеси при работе из подводных забоев. Если не принять надлежащих мер, то при больших заглублениях всасывающего наконечника насосы будут работать в условиях кавитации.

Это ограничение можно снять путем применения струйных бустеров на всасывающем трубопроводе центробежного насоса (см. п. 9.1).

соответствующих глубине погружения $H_{\text{пог}}$ и объемной концентрации sv_1 . При этом напор $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ включает в себя, в соответствии с уравнением (2.16), следующие составляющие:

$H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ — геометрическую высоту всасывания; $\sum h_{г.с}/\rho_{ж}$ — сумму потерь напора во всасывающем трубопроводе; $v_{\text{вс}}^2 \rho_{г.с}/(2g\rho_{ж})$ — скоростной напор. Наличие множителей $\rho_{г.с}/\rho_{ж}$ обусловлено необходимостью перевода напора, выраженного в метрах столба гидросмеси, в метры водного столба. Из рассмотрения рис. 2.3, в частности, можно видеть, что при $H_{н.п.} = 1 \text{ м}$ и $\Delta h = 4 \text{ м}$ допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = H_{\text{вс}}^{\text{доп}} + \sum h + v_{\text{вс}}^2/(2g)$ при глубине погружения всасывающего наконечника под уровень воды 10 м и концентрации твердых веществ $sv_1 = 0,2$ составляет около 2,3 м.

2.2. Характеристики струйных насосов для гидротранспортирования

Для расчета струйных аппаратов, используемых для гидротранспортирования твердых веществ, применимы уравнения, относящиеся к гидроструйным насосам для однородных жидкостей. Однако при выводе этих уравнений кроме влияния на процессы дисперсного состава примесей приходится учитывать, что рабочая, подсасываемая и смешанные среды будут иметь различную плотность. Наиболее подробные результаты исследования струйных насосов для гидротранспортирования приведены в работах Е. Я. Соколова, Н. М. Зингера [65], Л. Г. Подвидза и Ю. К. Кирилловского [52], В. К. Темнова [70], Е. Ф. Ложкова [36], Н. С. Болотских [8], Г. С. Щербины [84].

Уравнение характеристики гидро-струйного насоса с центральным соплом (1.22) для рассматриваемого случая с учетом различия в плотностях рабочего ρ_p , подсасываемого ρ_n и смешанного ρ_c потоков, по данным работы [65], можно записать в виде

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{\Delta p_{c\text{ зп}}}{\Delta p_{p\text{ ип}}} = \varphi_1^2 \frac{d_c^2}{d_r^2} \left[2\varphi_2 + (2\varphi_2 - 1/\varphi_4) \frac{u^2 \rho_p d_c^2/d_r^2}{\rho_n (1 - d_c^2/d_r^2)} - \right. \\ \left. - (2 - \varphi_3^2) \frac{\rho_p}{\rho_c} \frac{d_c^2}{d_r^2} (1 + u)^2 \right]. \quad (2.17)$$

Под объемным коэффициентом подсоса гидроструйного насоса u в данном случае понимают сумму двух частных коэффициентов подсоса — по твердому телу u_T и по жидкости $u_{ж}$, т. е.

$$u = u_T + u_{ж}, \quad (2.18)$$

где

$$u_T = Q_T/Q_p; \quad u_{ж} = Q_{ж}/Q_p. \quad (2.19); \quad (2.20)$$

Плотности подсасываемой ρ_n и смешанной ρ_c сред можно выразить через плотности жидкой рабочей среды $\rho_p = \rho_{ж}$ и твердого тела ρ_T .

Для подсасываемой среды имеем баланс массы

$$\rho_{ж}Q_{ж} + \rho_T Q_T = \rho_n Q_n. \quad (2.21)$$

Поделив все члены уравнения (2.21) на Q_p и учитывая соотношения (2.18)—(2.20), получим

$$\rho_{ж}u_{ж} + \rho_T u_T = \rho_n (u_{ж} + u_T), \quad (2.22)$$

откуда

$$\rho_n = \rho_{ж}u_{ж}/(u_{ж} + u_T) + \rho_T u_T/(u_{ж} + u_T). \quad (2.23)$$

Аналогично можно получить следующее выражение для плотности смешанной среды ρ_c :

$$\rho_c = \rho_{\text{ж}} (1 + u_{\text{ж}}) / (1 + u_{\text{ж}} + u_{\text{т}}) + \rho_{\text{т}} u_{\text{т}} / (1 + u_{\text{ж}} + u_{\text{т}}). \quad (2.24)$$

Введем следующее обозначение:

$$\alpha_{\text{ж}} = u_{\text{ж}} / u_{\text{т}}. \quad (2.25)$$

Тогда выражение (2.18) можно представить в виде

$$u = u_{\text{т}} (1 + \alpha_{\text{ж}}). \quad (2.26)$$

В уравнение характеристик входят отношения плотностей

$$\rho_{\text{р}} / \rho_{\text{н}} = \rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{н}} \quad \text{и} \quad \rho_{\text{р}} / \rho_{\text{с}} = \rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{с}}.$$

Найдем их значения с использованием выражений (2.23) и (2.24):

$$\rho_{\text{р}} / \rho_{\text{н}} = (1 + \alpha) / (\rho_{\text{т}} / \rho_{\text{ж}} + \alpha_{\text{ж}}); \quad (2.27)$$

$$\rho_{\text{р}} / \rho_{\text{с}} = [1 + u_{\text{т}} (1 + \alpha_{\text{ж}})] / \{1 + u_{\text{т}} [\rho_{\text{т}} / (\rho_{\text{ж}} + \alpha_{\text{ж}})]\}. \quad (2.28)$$

Обозначая $\rho_{\text{т}} / \rho_{\text{ж}} = \bar{\rho}_{\text{т}}$, окончательно запишем

$$\rho_{\text{р}} / \rho_{\text{с}} = \frac{1 + u_{\text{т}} (1 + \alpha_{\text{ж}})}{1 + u_{\text{т}} (\bar{\rho}_{\text{т}} + \alpha_{\text{ж}})}. \quad (2.29)$$

Подставляя в уравнение (2.17) вместо u , $\rho_{\text{р}} / \rho_{\text{н}}$, $\rho_{\text{р}} / \rho_{\text{с}}$ их значения из уравнений (2.18), (2.27) и (2.29), получим уравнение характеристик струйных насосов для гидротранспорта в виде ¹

$$\frac{\Delta p_{\text{с}}}{\Delta p_{\text{р}}} = \varphi_1^2 \frac{d_{\text{с}}^2}{d_{\text{т}}^2} \left\{ 2\varphi_2 + (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) \frac{1 + \alpha_{\text{ж}}}{\bar{\rho}_{\text{т}} + \alpha_{\text{ж}}} \frac{d_{\text{с}}^2/d_{\text{т}}^2}{1 - d_{\text{с}}^2/d_{\text{т}}^2} u_{\text{т}}^2 (1 + \alpha_{\text{ж}})^2 - \right. \\ \left. - (2 - \varphi_3^2) \frac{1 + u_{\text{т}} (1 + \alpha_{\text{ж}})}{1 + u_{\text{т}} (\bar{\rho}_{\text{т}} + \alpha_{\text{ж}})} \frac{d_{\text{с}}^2}{d_{\text{т}}^2} [1 + u_{\text{т}} (1 + \alpha_{\text{ж}})]^2 \right\}. \quad (2.30)$$

При подстановке в это выражение $\alpha_{\text{ж}} = 0$ получим уравнение характеристик струйных насосов при сухой загрузке твердого вещества (без разбавления жидкостью) в гидроструйный насос;

$$\frac{\Delta p_{\text{с}}}{\Delta p_{\text{р}}} = \varphi_1^2 \frac{d_{\text{с}}^2}{d_{\text{т}}^2} \left[2\varphi_2 + (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) \frac{d_{\text{с}}^2/d_{\text{т}}^2}{\bar{\rho}_{\text{т}} (1 - d_{\text{с}}^2/d_{\text{т}}^2)} u_{\text{т}}^2 - \right. \\ \left. - (2 - \varphi_3^2) \frac{1 + u_{\text{т}}}{1 + u_{\text{т}} \bar{\rho}_{\text{т}}} \frac{d_{\text{с}}^2}{d_{\text{т}}^2} (1 + u_{\text{т}})^2 \right]. \quad (2.31)$$

При $\bar{\rho}_{\text{т}} = 1$ и $u_{\text{т}} = u$ уравнение (2.31) переходит в уравнение (1.22) для однородных жидкостей.

Авторы книги [65] рекомендуют принимать для предварительных расчетов следующие значения коэффициентов скорости в уравнении характеристик струйных насосов для гидротранспорта:

¹ Здесь приведен вывод уравнения (2.30), так как в книге [65] в аналогичном уравнении имеются ошибки.

$\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,875$; $\varphi_3 = 0,81$; $\varphi_4 = 0,83$. Эти величины должны уточняться на основе испытаний струйных насосов на натурных гидросмесьях.

На рис. 2.4 приведены обобщенные нормальные гидравлические характеристики струйных насосов для гидротранспортирования твердых веществ в координатах $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$ и d_r / d_c , аналогичные характеристикам струйных насосов для однородных

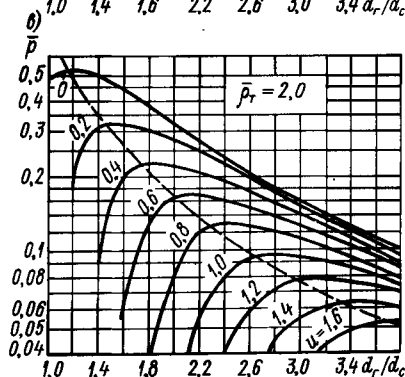
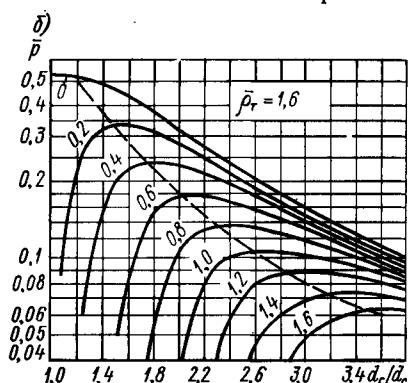
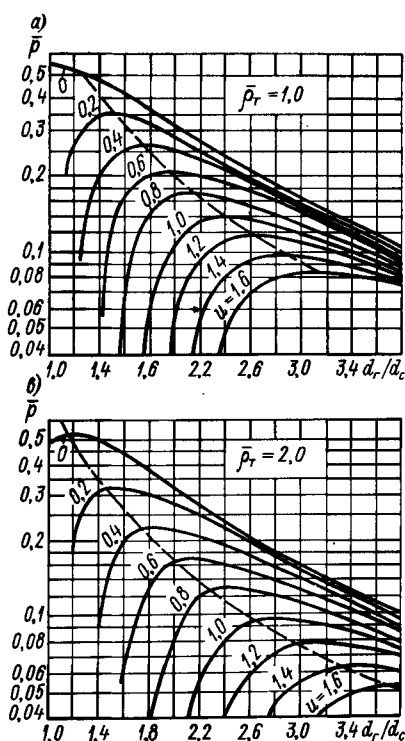


Рис. 2.4. Нормальные безразмерные гидравлические характеристики струйных насосов для гидротранспортирования твердых веществ в режиме сухой загрузки ($\alpha_{ж} = 0$)

жидкостей, приведенным на рис. 1.13. Равные значения коэффициента подсоса u соединены кривыми $u = \text{const}$. Расчеты выполнены при указанных выше значениях коэффициентов скорости для режима сухой загрузки гидроэлеватора ($\alpha_{ж} = 0$) при $\bar{p}_r = 1,0$ (рис. 2.4, а); $\bar{p}_r = 1,6$ (рис. 2.4, б) и $\bar{p}_r = 2,0$ (рис. 2.4, в). Рассмотрение рис. 2.4 показывает, что по мере увеличения $\bar{p}_r$ уменьшаются создаваемые струйным насосом безразмерные давления $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$. Так, если при $\bar{p}_r = 1,0$ и коэффициенте подсоса $u = 1,0$ гидроструйный насос в оптимальном режиме создает давление $\bar{p} = 0,12$, то при $\bar{p}_r = 1,6$ и $\bar{p}_r = 2,0$ соответствующие давления равны 0,103 и 0,098.

На рис. 2.4 оптимальные режимы работы гидроструйных насосов обозначены штриховыми линиями. Из рассмотрения рис. 2.4 можно видеть, что с увеличением $\bar{p}_r$ оптимальные значения отношения основных размеров струйного насоса d_r / d_c смещаются в сторону больших значений. Так, при коэффициенте подсоса

$u = u_T = 1,0$ значениям плотности $\bar{\rho}_T = 1,0; 1,6; 2,0$ соответствуют значения отношений d_r/d_c соответственно 2,4; 2,7; 2,8.

В силу достаточно произвольного задания коэффициентов скорости ϕ для различных элементов струйных насосов [65] расчеты по формулам (2.30) и (2.31) и графикам (рис. 2.4) носят ориентировочный характер и могут использоваться лишь для качественного анализа режимов работы таких насосов. Следует помнить, что увеличение относительной плотности пассивного потока $\bar{\rho}_T$ уменьшает создаваемый насосом напор и смещает оптимальные значения отношения диаметров d_r/d_c в сторону больших величин.

Исследования струйных насосов для гидротранспортирования были выполнены Н. С. Болотских [7], В. К. Темновым, Е. Ф. Ложковым [36, 70] и Г. С. Щербиной [84]. В этих работах приведены уравнения гидравлических нормальных характеристик, полученные авторами, и указаны экспериментальные значения коэффициентов сопротивления отдельных конструктивных элементов струйных насосов. В частности, в работе Г. С. Щербины [84] приведено следующее уравнение безразмерной характеристики погруженного в жидкость гидроструйного насоса (гидроэлеватора), когда давление на всасывании можно ориентировочно считать равным атмосферному:

$$\beta = \frac{m^2 - (1 + \alpha_m)(1 + u)^2 \sum \zeta}{(1 + \alpha_m)(1 + \zeta_c) m^2}, \quad (2.32)$$

где β — безразмерный напор гидроструйного насоса, равный отношению напора гидроэлеватора H_c к напору рабочей воды H_p ; α_m — массовый коэффициент подсоса, определяемый по формуле $\alpha_m = \rho_n Q_n / (\rho_p Q_p)$; u — объемный коэффициент подсоса, $u = Q_n / Q_p$; $m = d_r^2 / d_c^2$; $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов гидравлических сопротивлений на входе в камеру смешения $\zeta_{вх}$, камеры смешения и диффузора ζ_r и ζ_d ($\sum \zeta = \zeta_{вх} + \zeta_r + \zeta_d$); ζ_c — коэффициент сопротивления рабочего сопла.

Проведенные Г. С. Щербиной эксперименты относятся к гидроструйным насосам с геометрическим параметром $d_r/d_c = 2 + 4,5$. При этом перекачивались уголь, гравий, доменный шлак, отходы обогащения руд, маргеновская пыль, песок.

При использовании полученных зависимостей было построено семейство безразмерных гидравлических характеристик гидроэлеваторов, огибающая которых описывается уравнением

$$\beta_{опт} = 0,242 \alpha_m^{-0,779}. \quad (2.33)$$

Это уравнение можно непосредственно использовать при подборе и расчете струйных насосов для гидротранспорта.

Кроме того, в работах Г. С. Щербины [84] предложена конструкция погружного струйного насоса, позволяющего всасывать гидросмесь в условиях завала гидроэлеватора породой. Всасывающее отверстие гидроэлеватора расположено горизонтально. На горизонтальном участке всасывающей зоны насоса ниже оси вы-

полнено приемное окно для входа гидросмеси. Расположение приемного окна ниже оси горизонтального участка гидроэлеватора позволяет избежать закупорки патрубка при работе гидроэлеватора в условиях завала его твердыми частицами.

По данным автора [84], уменьшение потерь напора на входе в гидроэлеватор повысило эффективность всасывания гидросмеси в 2,5—3 раза по сравнению с ранее применявшимися конструкциями. Максимально достигнутая концентрация гидросмеси в напорном трубопроводе при перекачке угля, крупность частиц которого не превышала 25 мм, составила $s_{v1} = V_{\tau}/V_{ж} \approx 0,67$.

Работа Е. Ф. Ложкова [36] основывается на результатах исследований В. К. Темнова [70], который не только вывел уравнения гидравлических характеристик струйных насосов для гидротранспорта, но и подробно проанализировал зависимость гидравлических показателей от соотношения плотностей подсашиваемого и рабочего потоков. В. К. Темнов и Е. Ф. Ложков отметили одно важное для гидротранспортирования обстоятельство. В связи с тем, что активный поток при смешении с пассивным отдает лишь часть своей энергии пассивному потоку, остаточная энергия активного потока на выходе из струйного насоса может быть полезно использована для транспортирования твердых веществ. При обеспечении оптимальной концентрации гидросмеси в напорном трубопроводе остаточная энергия активного потока полностью используется в технологическом процессе, и эффективность гидроструйного насоса существенно повышается. Это особенно относится к режиму сухой загрузки, когда струйный насос работает не только как гидротранспортное средство, но и как смеситель, создающий необходимую для перекачки твердого вещества по трубам концентрацию его в жидкости. Активный поток разбавляет твердое вещество до нужной концентрации, не требуя добавки дополнительного количества жидкости.

Поскольку расчет струйного насоса направлен, как правило, на обеспечение максимального КПД, то способ его вычисления имеет принципиальное значение.

В работе [36] отмечается, что в настоящее время при расчете струйных насосов для систем напорного гидротранспортирования оптимальный режим рекомендуется принимать при отношении активного расхода Q_p к суммарному $Q_p + Q_n$, равном 0,3—0,6, т. е. при $u = 2 \div 0,7$. В действительности при рациональном использовании струйных насосов оптимальные режимы соответствуют большим значениям отношения $Q_p/(Q_p + Q_n)$ (режим сухой загрузки). При режимах сухой загрузки КПД гидротранспортирования с помощью струйного насоса приближается к 0,5, что соответствует КПД грунтовых центробежных насосов. Отмечается также [36], что изменение отношения $Q_p/(Q_p + Q_n)$ при неизменных характеристиках смешанного потока в конце диффузора изменяет и оптимальное значение отношения d_r/d_c , а следовательно,

и соотношение площадей поперечных сечений камеры смещения и напорного трубопровода.

При работе гидроструйных насосов на низкоконцентрированных гидросмесьях для расчетов могут использоваться гидравлические и кавитационные характеристики струйных насосов для чистых жидкостей (см. пп. 1.2 и 1.4).

Особое внимание при расчете струйных насосов для гидротранспортирования концентрированных смесей необходимо уделять кавитационным режимам работы. При этом давление на всасывании $p_{н\text{ик}}$ следует определять с учетом соображений, изложенных в конце п. 2.1. В частности, следует учитывать уменьшение давления, вызванное разностью плотностей гидросмеси во всасывающей трубе, погруженной под уровень жидкости, и чистой жидкости [см. уравнение (2.16)]. С учетом сказанного давление во входном сечении 1κ всасывающего патрубка струйного насоса (см. рис. 1.8) p_n следует определять по формуле

$$p_n = p_a - \left[H_{\text{вс}} \rho_{\text{г.сг}} + \sum h + \rho_{\text{г.сг}} \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} + H_{\text{пог}} \left(\frac{\rho_{\text{г.с}}}{\rho_{\text{ж}}} - 1 \right) \right], \quad (2.34)$$

где p_a — атмосферное давление; $H_{\text{вс}}$ — геометрическая высота всасывания, отсчитываемая от поверхности жидкости в источнике до сечения 1κ ; $\sum h$ — местные и линейные потери напора во всасывающем трубопроводе, вычисленные в соответствии с рекомендациями, приведенными в п. 2.1; $H_{\text{пог}}$ — заглубление всасывающего отверстия под уровень жидкости.

Величиной p_n , найденной по формуле (2.34), можно воспользоваться при вычислении отношения $(p_p - p_n)/(p_n - p_{\text{ж}})$ в формулах (1.52) и (1.53). Значение коэффициента u_n , при котором возникает кавитация в струйном насосе для гидротранспортирования, следует определять при $\varphi_4 = 0,83$, а не при $\varphi_4 = 0,925$, как это было принято при расчетах гидроструйных насосов в п. 1.2. Поэтому при пользовании кавитационными характеристиками, приведенными на рис. 1.21, значения u_n , полученные по этому рисунку, следует умножать на величину $0,83/0,925 = 0,9$, т. е. принимать

$$u_n^{\text{г.т}} \approx 0,9 u_n, \quad (2.35)$$

где $u_n^{\text{г.т}}$ — значение коэффициента подсоса струйного насоса для гидротранспортирования, при котором возникает кавитация; u_n — значение кавитационного коэффициента подсоса, найденное на рис. 1.21 для гидроструйных насосов, работающих на чистых жидкостях.

Для перекачки гидросмесей, особенно содержащих крупные примеси, рекомендуется использовать струйные насосы с кольцевым соплом. В имеющейся литературе [11, 63] не приводятся данных по работе таких насосов на высококонцентрированных гидросмесьях. Используя уравнения без-

размерных нормальных характеристик кольцевых струйных насосов [63] при соответствующих значениях плотностей рабочей, пассивной и смешанной жидкостей, рассчитанных по формулам (2.23) и (2.24), можно построить их гидравлические характеристики. Так же как и для струйных насосов с центральным соплом, значения коэффициентов сопротивления конструктивных элементов струйного насоса при этом должны быть изменены. Отсутствие экспериментальных данных пока не позволяет указать пределы изменения коэффициентов сопротивления струйных насосов с кольцевым соплом. В первом приближении можно полагать, что при перекачке высококонцентрированных гидросмесей уменьшение безразмерного давления, создаваемого струйным насосом с кольцевым соплом, будет пропорционально увеличению плотности смешанной среды. Например, при $\rho_c = 1,5\rho_{ж}$ значение безразмерного давления, найденное с помощью рис. 1.16, следует (для режима максимального КПД) уменьшить в 1,5 раза. Заметим, что степень влияния увеличения плотности (концентрации) гидросмеси на безразмерное давление с уменьшением коэффициента подсоса для каждого струйного насоса будет уменьшаться, а с его увеличением, наоборот, возрастать.

В заключение подчеркнем, что работа струйных насосов на двухфазных жидкостях изучена в настоящее время недостаточно, как и многие другие вопросы гидравлики многофазных систем.

Глава 3

ЖИДКОСТНО-ГАЗОВЫЕ СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

3.1. Область применения и конструкции аппаратов

В жидкостно-газовых струйных аппаратах рабочий (жидкость) и пассивный (газ) потоки находятся в разных агрегатных состояниях, почти не изменяющихся в процессе смешения.

Классификация жидкостно-газовых струйных аппаратов может быть выполнена в зависимости от типа струи рабочей жидкости и разницы температур рабочей жидкости и подсасываемого газа.

Длительное время считалось, что эффект эжектирования (увлечения) газа жидкостью в струйном аппарате объясняется в основном трением на границах раздела фаз. Поэтому полагали, что подача гидроструйным аппаратом газа определяется площадью поверхности рабочей струи. Исследования Г. И. Ефимочкина [17] показали, что придание выходному отверстию рабочего сопла вместо круглого сечения формы креста или кольца не приводит к увеличению коэффициента подсоса аппарата.

Л. Д. Берман и Г. И. Ефимочкин впервые показали, что процесс подсоса воздуха в жидкостно-газовых струйных аппаратах

в значительной степени зависит от распада рабочей струи на капли, т. е. от диспергирования рабочей жидкости. Для диспергированных рабочих струй основными факторами, влияющими на вовлечение в жидкостную струю газа, становятся степень турбулизации дисперсной струи на ее поверхности и суммарная площадь поверхности капель.

В зависимости от типа рабочей струи различают жидкостно-газовые аппараты с компактной струей и с диспергированной струей.

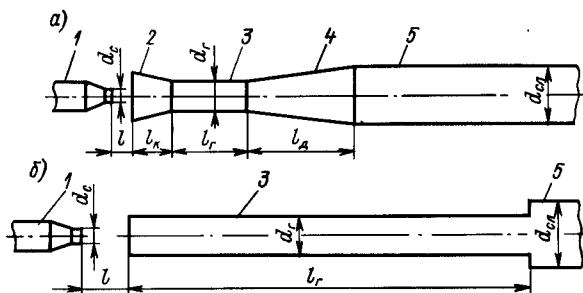


Рис. 3.1. Схемы проточной части жидкостно-газовых эжекторов с компактной рабочей струей: а — с короткой камерой смешения; б — с удлиненной камерой смешения;

1 — рабочее сопло; 2 — конфузор (вход в камеру смешения); 3 — камера смешения; 4 — диффузор; 5 — сливная труба

В зависимости от соотношения температур рабочей (жидкой и пассивной (газовой) сред рассматриваемые аппараты разделяют также на две группы: *термодинамическую*, к которой относят аппараты со смешиваемыми потоками, имеющими существенно разные температуры, и *изотермическую*, когда разница температур смешиваемых потоков незначительна и ею можно пренебречь при расчете гидравлических процессов эжектирования.

В большинстве случаев струйные аппараты с компактной струей относятся к изотермической группе. Конструкции этих аппаратов (рис. 3.1) почти не отличаются от конструкций гидроструйных насосов, рассмотренных в гл. 1. Различают жидкостно-газовые струйные аппараты с короткой (рис. 3.1, а) и удлиненной (рис. 3.1, б) камерой смешения.

Долгое время в качестве жидкостно-газовых эжекторов в основном применяли аппараты с короткой камерой смешения ($l_r \ll 10d_r$), которые конструировались по тем же правилам, что и гидроструйные насосы (см. п. 1.5). Такие струйные аппараты (эжекторы) широко применяют в качестве вакуумных аппаратов, гидрокомпрессоров и смесителей для жидкости и газа. В частности, водовоздушные и газовоздушные аппараты с традиционной геометрией проточной части (см. п. 1.5) используют для следующих

целей: вакуумирования центробежных насосов перед пуском [38]; откачки газов и пара из вакуумных деаэраторов и конденсаторов турбин [65]; смешения и растворения газов в жидкости во флотационных [66], хлораторных [62], озонаторных и других установках; получения сжатого воздуха при подпитке гидропневматических установок [41, 42]; подачи воздуха в аэрационные сооружения систем городского и промышленного водоотведения и т.п.

Работу жидкостно-газовых эжекторов характеризуют объемным коэффициентом подсоса u_0 , равным отношению объемного расхода подсасываемого газа (воздуха) Q_n , приведенного к давлению на всасывании аппарата p_n , к объемному расходу рабочей жидкости Q_p . Для жидкостно-газовых струйных аппаратов с компактной струей коэффициент подсоса u_0 в описанных выше схемах установок находится в пределах 0—3,5. При этом значение основного геометрического параметра, равного отношению диаметра горловины (камеры смешения) d_r к диаметру рабочего сопла d_c , изменяется от 1,2 до 4.

Стремление усовершенствовать жидкостно-газовые струйные аппараты привело Б. Е. Кореннова [30] к созданию эжекторов с удлиненной камерой смешения (рис. 3.1, б). В таких аппаратах длина камеры смешения увеличена до $(30 \div 35) d_r$. Как видно из рис. 3.1, б, в эжекторах с удлиненной камерой смешения отсутствует диффузор. Эжектор содержит рабочее сопло и цилиндрическую камеру смешения, которая скачкообразно переходит в сливную трубу. Как показано в п. 3.2, такая конструкция гидроструйного эжектора позволяет увеличить объемный коэффициент подсоса u_0 примерно в два раза при работе его в режиме вакуумного аппарата. При этом эффективность по сравнению с эжектором, имеющим короткую камеру смешения, возрастает по мере увеличения создаваемого вакуума (см. п. 3.2).

В струйных аппаратах с диспергированной струей в качестве рабочего сопла используют различные распылители жидкости (форсунки). Такие аппараты [20, 48] позволяют развить объемный коэффициент подсоса до 1000 и более. Однако нормальный перепад давлений Δp_c между зонами всасывания и нагнетания газа составляет 25—150 мм вод. ст. Для таких аппаратов отношение диаметра камеры смешения d_r к диаметру выходного сечения рабочего сопла d_c достигает 10 000 и более.

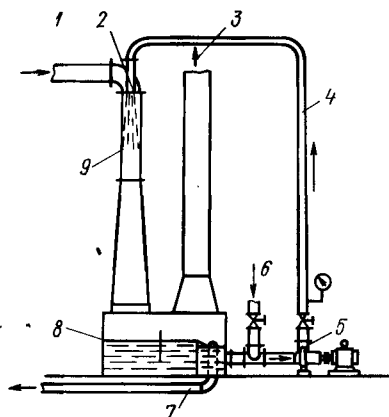


Рис. 3.2. Схема жидкостно-газового аппарата с диспергированной струей жидкости

На рис. 3.2 представлена одна из первых конструкций таких аппаратов — струйный вентилятор, разработанный фирмой «Кёртинг». Струйные вентиляторы и газопромыватели сначала были предназначены в основном для перекачки или отсоса воздуха с одновременной его промывкой и удалением вредных или извлечением ценных компонентов. В дальнейшем такие аппараты стали применять и в качестве теплообменных аппаратов (струйных градиен и кондиционеров) [20, 48, 59].

Показанная на рис. 3.2 установка работает следующим образом. Рабочая жидкость (вода или специально приготовленный раствор) забирается циркуляционным насосом 5 из бака 8, являющегося одновременно отстойником, и подается по трубе 4 в сопло-распылитель 2. Диспергированная струя поступает в камеру смешения 9, подсасывая при этом определенное количество воздуха по трубе 1. За счет значительной площади поверхности факела, образующегося при распылении воды форсункой, обменные процессы между водой и подсасываемым воздухом происходят весьма интенсивно (осуществляется очистка или охлаждение воздуха). Задержанные водой примеси можно перевести в осадок или отделить от воды химическим путем. Воздух после аппарата удаляется по трубе 3. Для подпитки системы жидкостью и удаления жидкости и загрязнений из бака 8 служат соответственно трубы 6 и 7.

В настоящее время жидкостно-газовые струйные аппараты с диспергированной струей применяют в качестве теплообменников, струйных вентиляторов и газопромывателей, а также пеногенераторов для получения высокократной пены.

3.2. Расчет жидкостно-газовых аппаратов с компактной струей

Для расчета гидроструйных аппаратов, работающих на однородных или разнородных жидкостях и гидросмесях, оказалось возможным применить уравнение изменения количества движения (теорему импульсов).

При расчете жидкостно-газовых струйных аппаратов с компактной струей (эжекторов) применение этого уравнения дает завышенные в несколько раз по сравнению с экспериментальными расчетные значения объемного коэффициента подсоса μ_0 . Это можно объяснить тем, что при работе эжекторов масса подсасываемого газа оказывается в тысячи раз меньше массы рабочей жидкости, поэтому при обмене импульсов между жидкостью и газом последний не способен сколько-нибудь значительно изменить скорость рабочей струи.

Основные виды потерь энергии в жидкостно-газовых эжекторах связаны с работой сжатия газа от p_n до p_c (при этом часть энергии рассеивается в виде теплоты в жидкости), при рециркуляции газожидкостной смеси в камере смешения с образованием

обратных токов, а также с затратами энергии на торможение встречных потоков жидкости и газа, на увеличение и повторное сжатие газа из встречных потоков в камере смешения. Поэтому существующие методики расчета жидкостно-газовых струйных аппаратов (все они разработаны для водовоздушных эжекторов, применяемых в основном в энергетике как вакуумные струйные насосы) являются эмпирическими, справедливыми в достаточно узком диапазоне режимных и конструктивных параметров.

В связи с расширением возможных областей применения жидкостно-газовых аппаратов с компактной струей требуется существенно расширить область режимных параметров таких аппаратов, для которой существуют надежные методы расчета. Это, в частности, относится к области применения жидкостно-газовых струйных аппаратов в качестве струйных гидрокомпрессоров.

В практике расчетов наибольшее распространение получили методики расчета, разработанные Е. Я. Соколовым и Н. М. Зингером [65], Л. Д. Берманом и Г. И. Ефимочкиным [5, 6], М. И. Баженовым [4]. Большую работу по совершенствованию водовоздушных эжекторов и поиску методики их расчетов выполнил Б. Е. Кореньков [30] под руководством Г. И. Ефимочкина.

В методике Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера использованы уравнения, положенные в основу расчета гидроструйных насосов. При сохранении формы расчетных уравнений, основанных на теореме импульсов, основную сущность методики составляют эмпирические зависимости.

Методика Л. Д. Бермана и Г. И. Ефимочкина разработана также на основе опытных данных. Установлена критериальная зависимость между безразмерными комплексами, характеризующими условия работы и подачу водовоздушных эжекторов. Методика создана для диапазона изменения давления рабочей воды p_p от 0,2 до 1 МПа, давления на всасывании p_n — от близкого к нулю до 0,05 МПа, давления сжатия p_c — от 0,02 до 0,26 МПа.

Методика М. И. Баженова создана для более широкого диапазона режимных параметров водовоздушных эжекторов. В основу методики положены уравнение энергетического баланса в струйном аппарате и уравнение растекания жидкостной струи в атмосфере.

Расчет водовоздушных эжекторов (см. рис. 3.1, а) по методике Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера [65]. При расчете жидкостно-газовых эжекторов с компактной струей, так же как при расчете струйных насосов, используется объемный коэффициент подсоса

$$\mu_0 = Q_v/Q_p, \quad (3.1)$$

где Q_v — объемный расход подсасываемой паровоздушной смеси; Q_p — объемный расход рабочей жидкости.

В камере смешения эжектора происходит насыщение подсосываемого воздуха парами рабочей жидкости. Количество паров в образующейся парогазовой смеси соизмеримо по массе с количеством перекачиваемого воздуха, но масса паров в тысячи раз меньше массы рабочей жидкости (массовый коэффициент подсоса составляет примерно 10^{-5}), поэтому газовая фаза в эжекторе представляет собой насыщенную парогазовую смесь при температуре рабочей жидкости T_p . Полное абсолютное давление этой смеси в начале камеры смешения эжектора равно абсолютному давлению сухого воздуха на всасывании p_n .

Парциальное давление воздуха в паровоздушной смеси p_v меньше абсолютного давления на всасывании p_n на величину давления насыщенных паров рабочей жидкости $p_{н.п}$, т. е.

$$p_v = p_n - p_{н.п} \quad (3.2)$$

В формуле (3.1) величина Q_v представляет собой объем паровоздушной смеси, равный, по закону Дальтона, объемному расходу воздуха при парциальном давлении его в смеси p_v . Это позволяет использовать закон Дальтона для определения массового расхода подсосываемого воздуха G_n :

$$G_n = \frac{p_v Q_v}{R_v T_p} = \frac{(p_n - p_{н.п}) Q_v}{R_v T_p}, \quad (3.3)$$

где R_v — газовая постоянная для воздуха.

Тот же массовый расход, выраженный через параметры подсосываемого сухого воздуха на всасывании эжектора,

$$G_n = \frac{p_n Q_n}{R_n T_n}, \quad (3.4)$$

где Q_n , T_n — объемный расход и абсолютная температура сухого воздуха на всасывании.

Приравнивая правые части формул (3.3) и (3.4), выражая при этом Q_n через Q_v , а также деля обе части полученного уравнения на Q_p и вводя новые обозначения, найдем

$$u_{о.с} = k_n k_t u_o, \quad (3.5)$$

где $u_{о.с}$ — объемный коэффициент подсоса по сухому воздуху, $u_{о.с} = Q_n/Q_p$; k_n — поправочный коэффициент на давление насыщенных паров жидкости, $k_n = 1 - p_{н.п}/p_n$; k_t — поправочный коэффициент на разность абсолютных температур рабочей воды T_p и подсосываемого воздуха T_n , $k_t = T_n/T_p$.

Поправочный коэффициент k_n уменьшается с увеличением температуры рабочей жидкости, так как при этом увеличивается давление насыщенных паров. При равенстве давления на всасывании p_n и давления насыщенных паров рабочей жидкости $p_{н.п}$ коэффициент подсоса по сухому воздуху $u_{о.с}$ становится равным нулю. Хотя в этом случае эжектор не перекачивает воздух, но объемный коэффициент подсоса по паровоздушной смеси u_o не равен нулю, так как в приемной камере эжектора происходит

вскипание рабочей жидкости и выделяющийся пар отсасывается эжекторами. Более того, в работе Б. Е. Кореннова [30] отмечается, что эжектор способен создавать абсолютное давление на всасывании p_n несколько ниже давления насыщенных паров $p_{н.п.}$ соответствующего температуре T_p . Это обусловлено тем, что при интенсивном парообразовании в приемной камере происходит охлаждение рабочей жидкости ниже T_p . Это, в свою очередь, понижает давление насыщенных паров $p_{н.п.}$, а следовательно, и абсолютное давление на всасывании. Что касается поправочного коэффициента k_t , то его значение обычно невелико, так же как и отличия в значениях абсолютных температур T_n и T_p .

В целом при температуре рабочей воды $T_p \leq 25^\circ\text{C}$ и абсолютном давлении на всасывании $p_n \geq 0,04$ МПа произведение поправочных коэффициентов k_n и k_t не превышает 10 % [38]. Поэтому, учитывая приближенный характер эмпирических зависимостей, в указанном диапазоне изменения p_n и T_p можно считать $u_{o.c} \approx u_o$.

В соответствии с результатами исследования [65] функция $u_o = f(\Delta p_c/\Delta p_p, d_r/d_c)$ для водовоздушных эжекторов будет

$$\Delta p_c/\Delta p_p = 2 \frac{\varphi_1}{\varphi_3} \frac{d_c^2}{d_r^2} \left[2\varphi_2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{d_r^2}{d_c^2} (1 + u_o)^2 \right], \quad (3.6)$$

где коэффициенты скорости рекомендуется принимать такими же, как для гидроструйных насосов: $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$.

Огибающая оптимальных режимов на характеристиках эжекторов с различными значениями отношения d_r/d_c может быть представлена в виде

$$\Delta p_p/\Delta p_c = 1,4 (1 + u_o)^2. \quad (3.7)$$

На рис. 3.3 приведены рабочие характеристики воздушных эжекторов, построенные по уравнению (3.6). На графиках показана зависимость объемного коэффициента подсоса u_o в функции от отношения безразмерных давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$ и отношения основных геометрических параметров эжектора d_r/d_c . Значения u_o приведены к давлению на всасывании. Точки, соответствующие оптимальным режимам, соединены штриховой линией.

После определения величины u_o по рис. 3.3 следует в необходимых случаях внести поправки k_n и k_t в соответствии с (3.5).

Следует заметить, что, хотя в силу эмпирического характера используемой для построения характеристик зависимости график (рис. 3.3) не дает точных количественных оценок во всем диапазоне изменения режимных параметров, вид этих характеристик позволяет выявить качественный характер явлений, происходящих при работе эжекторов.

Так, если режимные точки на рис. 3.3 лежат ниже кривой оптимальных параметров, то при изменении $\Delta p_c/\Delta p_p$ в достаточно широких пределах значения коэффициента подсоса u_o

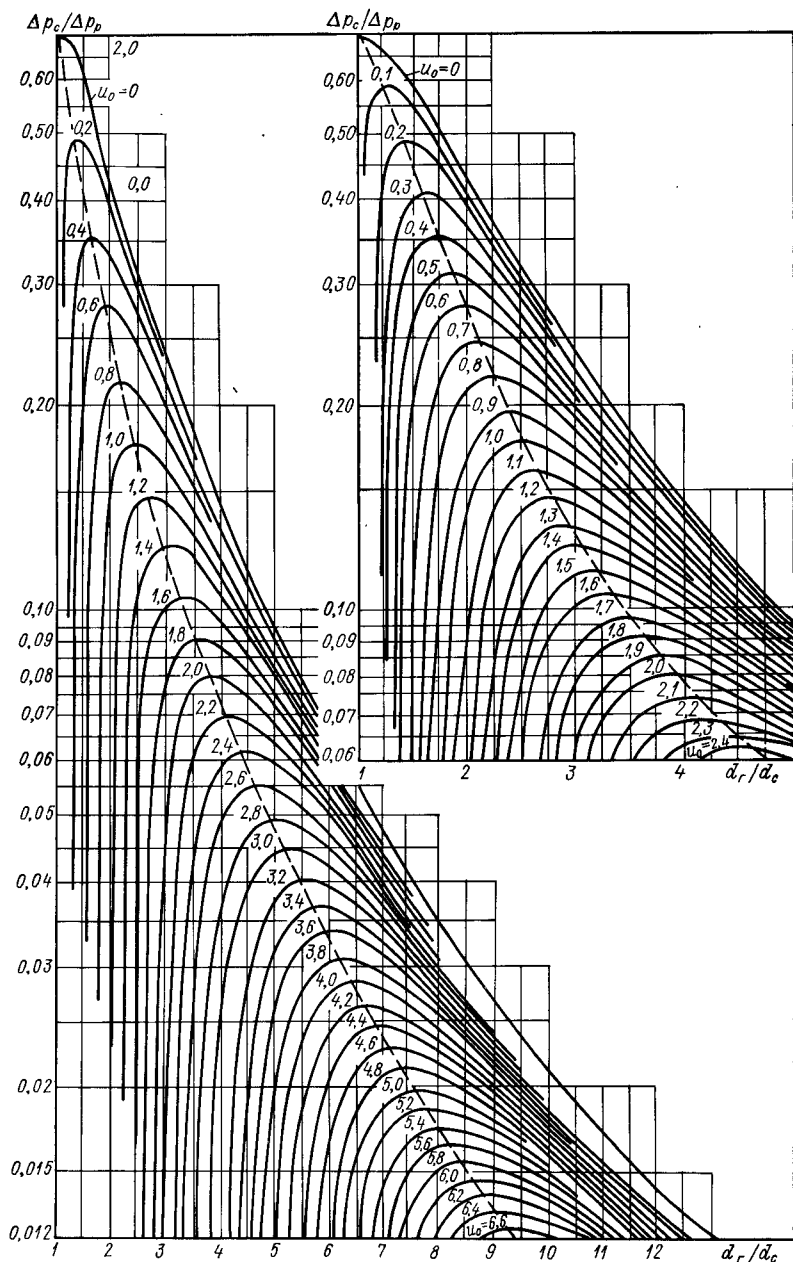


Рис. 3.3. Безразмерные рабочие характеристики $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u_0, d_r / d_c)$ водовоздушных эжекторов с короткой камерой смешения, построенные по методике Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера

меняются плавно (эжектор работает устойчиво). Если же режимные точки эжектора попадают на часть поля, расположенную выше кривой оптимальных режимов, то при крайне незначительном изменении безразмерного давления $\Delta p_c / \Delta p_p$ (которое зависит от любой из составляющих — p_p , p_n или p_c) коэффициент подсоса u_o будет изменяться от нуля до предельных значений. При этом может возникать автоколебательный режим, сопровождающийся шумом и пульсациями давления.

Кроме того, при рассмотрении рис. 3.3 видно, что эжекторы, имеющие относительно малые значения основного геометрического параметра d_r/d_c , имеют крутую характеристику $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u_o)$; с увеличением d_r/d_c крутизна этой характеристики падает. Аналогичные выводы можно сделать и для характеристик гидроструйных насосов (см. рис. 1.13, 1.20, 2.4).

Методика расчета водовоздушных эжекторов, предложенная Л. Д. Бермаином и Г. И. Ефимочкиным [5, 6]. Эта методика дает более точные результаты в исследованном авторами диапазоне изменения режимных параметров. Уравнения характеристик водовоздушных эжекторов в соответствии с этой методикой будут:

1) при $1,3 < d_r/d_c < 2$

$$u_o = 0,152 \left(\frac{d_r}{d_c} \right)^{1,96} \left[1 - 0,47 \left(\frac{d_r}{d_c} \right)^{2,94} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right] d_c^{0,5} v_{p2c}; \quad (3.8)$$

2) при $2,0 < d_r/d_c < 2,8$

$$u_o = 0,47 \left(\frac{d_r}{d_c} \right)^{0,234} \left[1 - 0,243 \left(\frac{d_r}{d_c} \right)^{0,556} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right] d_c^{0,5} v_{p2c}, \quad (3.9)$$

где v_{p2c} — скорость жидкости в выходном сечении рабочего сопла, м/с; d_c — диаметр выходного сечения сопла, м.

Оптимальное значение геометрического параметра эжектора d_r/d_c , отвечающее максимальному значению u_o , может быть выражено в функции от $\Delta p_c / \Delta p_p$. При $\Delta p_c / \Delta p_p \leq 0,106$ оно составляет $(d_r/d_c)_{\text{опт}} = 2$, а при $\Delta p_c / \Delta p_p > 0,106$ оптимальное значение этого параметра можно определить по формуле

$$(d_r/d_c)_{\text{опт}} = 0,935 (\Delta p_c / \Delta p_p)^{-0,34}. \quad (3.10)$$

Приведенные зависимости действительны для водовоздушных эжекторов с одной центральной струей рабочей воды в следующих диапазонах изменения давлений p_c и p_p :

$$p_c^{\max} = 0,1 \div 0,11 \text{ МПа}; \quad p_c^{\min} = 1,7 \sqrt{p_n^2}; \quad (3.11); \quad (3.12)$$

$$p_p^{\max} = 3,3 [(d_r/d_c)^2 - 1]; \quad (3.13)$$

$$p_p^{\min} = 0,47 (p_c - p_n) (d_r/d_c)^{2,94} + p_n \quad (3.14)$$

при $1,3 < d_r/d_c < 2$,

$$p_p^{\min} = 2,43 (p_c - p_n) (d_r/d_c)^{0,566} + p_n \quad (3.15)$$

при $2,0 < d_r/d_c < 2,8$.

Для обеспечения устойчивой работы эжектора рекомендуется принимать

$$d_r/d_c > 1,3 \text{ и } p_p > 1,5p_p^{\min}.$$

Рассмотрение уравнений (3.8) и (3.9) показывает, что, в отличие от методики Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера [65], где объемный коэффициент подсоса $u_o = f(\Delta p_c/\Delta p_p; d_r/d_c)$, коэффициент подсоса по данным [5, 6] кроме $\Delta p_c/\Delta p_p$ и d_r/d_c зависит еще и от абсолютных значений диаметра сопла d_c и скорости истечения воды из сопла, т. е. от перепада давлений $\Delta p_p = p_p - p_n$. Это приводит к расслоению кривых $u_o = f(\Delta p_c/\Delta p_p; d_r/d_c)$, так как каждому значению Δp_p и d_c будут соответствовать свои кривые.

Анализ процессов в водовоздушных эжекторах и пути повышения их показателей при больших разрежениях. Такой анализ выполнен в работе Б. Е. Кореннова [30]. В частности, установлено, что несмотря на большую работу по исследованию струйных аппаратов эффективность газожидкостных эжекторов с традиционными геометрической формой и размерами осталась на уровне, достигнутом в двадцатые годы.

Для выяснения причин этого положения необходимо рассмотреть основные процессы, происходящие в жидкостно-газовом (водовоздушном) эжекторе.

Явления, происходящие в камере смешения, можно представить в следующем виде [65]. Струя воды входит в камеру смешения, сохраняя свою первоначальную цилиндрическую форму. На расстоянии примерно двух—четырех диаметров от начала камера смешения оказывается заполненной молочно-белой водовоздушной эмульсией (пенной), причем у стенок наблюдаются обратные токи. Эмульсия, движущаяся в обратном направлении, снова захватывается струей. Возвратное движение обусловлено повышением давления по длине камеры смешения. Давление в начале камеры обычно близко к давлению в приемной камере эжектора p_n .

При низких противодавлениях p_c (при низких степенях сжатия p_c/p_n) повышение давления в камере смешения невелико, основное повышение давления происходит в диффузоре. При увеличении p_c градиент давления в камере смешения возрастает, а в диффузоре уменьшается. Давление в камере смешения повышается на сравнительно коротком ее участке и скачкообразно. Чем меньше отношение d_r/d_c , тем более резко выражен скачок давления. В эжекторе, выполненном из прозрачного материала, место скачка давления хорошо различимо визуально, так как до скачка движется непрозрачная эмульсия, а после скачка — вода с пузырьками газа.

При увеличении p_c скачок давления перемещается против потока и при определенном давлении сжатия p_c достигает начала

камеры смещения. При этом прекращается подсасывание газа и вся камера заполняется прозрачной водой без пузырьков газа.

Наоборот, при уменьшении давления сжатия p_c , а также при увеличении давления рабочей воды p_p зона повышения давления может перемещаться вниз по течению, достигать диффузора и даже проникать в сливной трубопровод за диффузор на расстояние до 1 м и более.

Максимальная эффективность (КПД) эжекторов достигается [30], когда зона повышения давления находится в выходном сечении камеры смещения. В тех случаях, когда скачок давления находится в диффузоре (или в напорном трубопроводе), расчетное значение отношения d_r/d_c увеличивается, так как роль камеры смещения начинает выполнять одно из сечений диффузора или напорного (сливного) трубопровода.

Работа эжекторов с увеличенным по сравнению с расчетным значением d_r/d_c при заданной величине $\Delta p_c/\Delta p_p$ уменьшает коэффициент подсоса u_o , так как режимная точка (см. рис. 3.3) переходит из нижней зоны (по отношению к кривой оптимальных режимов) в верхнюю. Кроме того, как сказано выше, работа эжекторов в этой зоне может привести к неустойчивым режимам, сопровождающимся шумом и вибрацией.

Поскольку в качестве водовоздушных эжекторов обычно используют аппараты, конструируемые так же, как гидроструйные насосы, то длина камеры смещения в них не превышает $10d_r$. В таких эжекторах, названных Б. Е. Коренновым [30] короткими (ЭК), при работе с давлением на всасывании $p_n < 0,03$ МПа в большинстве случаев зона повышения давления выходит за пределы камеры смещения. В этом случае эжектор не обеспечивает требуемых показателей. Поэтому было предложено [30] увеличить длину камеры смещения.

В результате экспериментов с эжекторами, имеющими удлиненную камеру смещения (ЭУ), было установлено, что при длине камеры смещения $(12 \div 14) d_r$ коэффициент подсоса при всех значениях p_n не превышает значений, полученных для коротких эжекторов (ЭК). Увеличение длины камеры смещения до $(14 \div 20) d_r$ приводит к увеличению u_o примерно в два раза. Наибольшая прибавка u_o происходит при увеличении длины камеры смещения l_r в диапазоне от $14d_r$ до $18d_r$. Максимального значения коэффициент подсоса u_o достигает при $l_r = (20 \div 35) d_r$. При увеличении l_r свыше $(40 \div 48) d_r$ коэффициент подсоса снова уменьшается до значений, соответствующих $l_r = 14d_r$. Проведенные исследования [30] позволили для определенного сочетания режимных параметров упростить общепринятую конструкцию струйных аппаратов, состоящих из сопла, конфузора, камеры смещения, диффузора, оставив только соосно расположенные сопло и камеру смещения (горловину) увеличенной длины (см. рис. 3.1, б).

Опыты показали, что при определенном сочетании геометрических параметров ($l_r \geq 18d_r$) коэффициент подсоса u_0 эжектора с удлиненной цилиндрической камерой смещения примерно в два раза выше, чем при тех же параметрах в эжекторах с короткой камерой смещения.

Было также установлено, что расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения камеры смещения следует выбирать не менее диаметра камеры смещения d_r , но не более $6d_r$, так как в противном случае расширяющаяся рабочая струя не вписывается в камеру смещения. Эжекторы с удлиненной камерой смещения можно выполнять без диффузора.

Для эжекторов с удлиненной камерой смещения Б. Е. Кореннов предложил эмпирическую методику расчета [30], аналогичную по структуре методике Л. Д. Бермана и Г. И. Ефимочкина для эжекторов с короткой камерой смещения [5, 6]. Предложенная методика справедлива при давлении рабочей воды p_p , изменяющемся от 0,25 до 1,4 МПа и давлении сжатия на выходе эжектора $p_c = 0,08 \div 0,12$ МПа (низкое давление на выходе создается за счет установки эжектора выше бака, в который сливается вода).

Ниже приведена последовательность расчета в соответствии с предложенной методикой [30].

1. По заданному (массовому) расходу воздуха G_H (кг/с или кг/ч) определяют объемный расход воздуха

$$Q_H = 2,87 \cdot 10^{-4} G_H \frac{T_p}{p_H - p_{H.п}}, \quad (3.16)$$

где T_p — температура рабочей воды, К; $p_H, p_{H.п}$ — абсолютное давление в приемной камере эжектора и давление насыщенных паров, МПа.

2. Давление сжатия на выходе струйного аппарата p_c определяют с учетом высоты установки его над уровнем воды в приемном баке:

$$p_c = p - 9,8 \cdot 10^{-8} \rho_{см} h, \quad (3.17)$$

где p — давление в резервуаре, куда сливается вода после эжектора, МПа; h — высота установки эжектора, м; $\rho_{см}$ — средняя плотность водовоздушной смеси в сливном трубопроводе эжектора, кг/м³, $\rho_{см} \approx 200 \div 850$ кг/м³.

По окончании расчета величину $\rho_{см}$ рекомендуется уточнить, проведя проверку по формуле

$$\rho_{см} = 1000 - 1,5 \cdot 10^8 G_H / G_p, \quad (3.18)$$

где $G_p = 10^3 Q_p$.

3. Для определения оптимальных значений отношения $(d_r/d_c)_{опт}$ используют следующие формулы:

при абсолютном давлении на всасывании $p_H < 0,03$ МПа

$$(d_r/d_c)_{опт} = \sqrt{1 + 0,9 p_p / p_H}; \quad (3.19)$$

при $p_n = 0,03 \div 0,098$ МПа

$$(d_r/d_c)_{\text{опт}} = \sqrt{0,9p_p/p_n + 3,3p_n/p_c}. \quad (3.20)$$

Оптимальная длина камеры смешения

$$l_{r, \text{опт}} = 28 (1 - 0,5p_n/p_c) d_r. \quad (3.21)$$

4. Эжектор сохраняет работоспособность (может устойчиво работать) в диапазоне изменения давления рабочей воды от p_p^{max} до p_p^{min} . В качестве верхнего предела p_p^{max} принимают такое значение давления рабочей воды, превышение которого не приводит (при заданном отношении d_r/d_c и давлениях p_c, p_n) к увеличению коэффициента подсоса u_o . За нижний предел p_p^{min} принимают минимальное давление рабочей воды, при котором $u_o = 0$, а в приемной камере эжектора достигается давление, равное давлению насыщенных паров жидкости.

Величины p_p^{min} и p_p^{max} рекомендуется определять по следующим формулам:

$$p_p^{\text{min}} = 0,5p_c (d_r/d_c)_{\text{опт}}^2; \quad (3.22)$$

$$p_p^{\text{max}} = 1,5p_c (d_r/d_c)_{\text{опт}}^2. \quad (3.23)$$

5. Коэффициент подсоса u_o :
предельное значение

$$u_o^{\text{пр}} = Q_p^{\text{пр}}/Q_p = d_r^2/d_c^2 - 1; \quad (3.24)$$

расчетное значение

$$u_o^{\text{расч}} = k u_o^{\text{пр}}, \quad (3.25)$$

где $k = 0,65 \div 0,99$ (в среднем 0,8).

При $p_n < 0,03$ МПа можно принимать

$$u_o = 0,72p_p/p_n, \quad (3.26)$$

а при $p_n = 0,03 \div 0,098$ МПа

$$u_o = 0,72p_p/p_n + 2,64p_n/p_c - 0,8. \quad (3.27)$$

6. Объемный расход рабочей воды определяют как отношение

$$Q_p = Q_n/u_o. \quad (3.28)$$

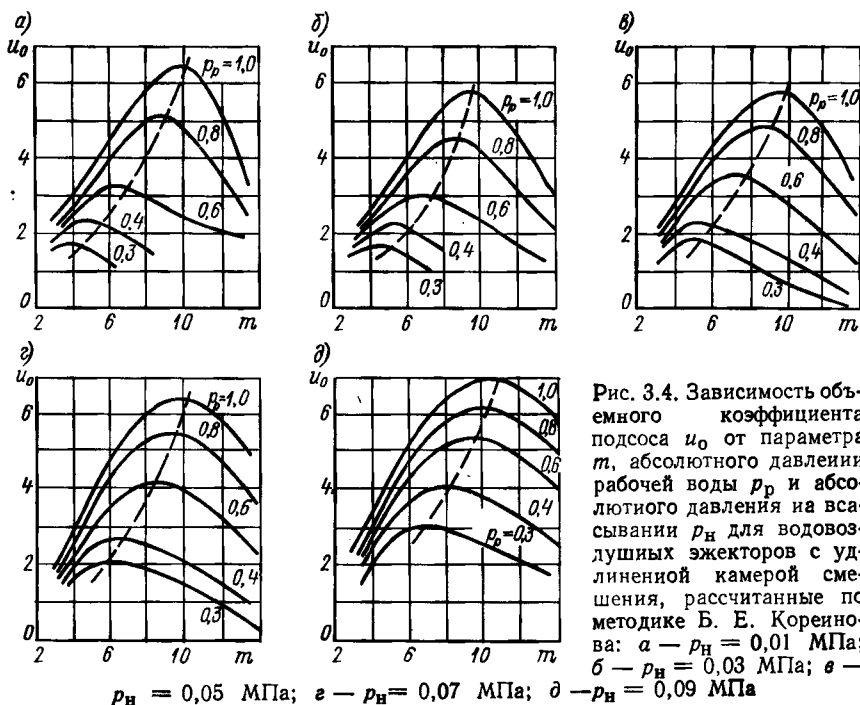
Диаметр сопла d_c находят по известному перепаду давлений $\Delta p_p = p_p - p_n$ при коэффициенте скорости сопла $\varphi_1 = 0,92 \div 0,98$ (в среднем 0,95). Диаметр камеры смешения вычисляют, зная d_c и d_r/d_c — см. формулу (3.20).

7. Расстояние l от выходного сечения сопла до входа в камеру смешения (см. рис. 3.1) принимают равным не более $(5 + 6) d_r$, а диаметр сливной трубы $d_{\text{сл}} \approx 1,2d_r$.

На рис. 3.4 приведены зависимости коэффициента подсоса u_o от давления рабочей воды p_p , давления на всасывании p_n и геометрического параметра $m = d_r^2/d_c^2$ при постоянном противо-

давлении $p_c = 0,1$ МПа [30]. Графиками можно пользоваться для расчета эжекторов с удлиненной камерой смешения. Оптимальные режимы показаны штриховыми линиями.

С ростом давления на всасывании $p_n > 0,07$ МПа разница коэффициентов подсоса u_o для эжекторов с удлиненной камерой смешения (см. рис. 3.1, б) и обычных эжекторов (см. рис. 3.1, а) уменьшается, а при $p_n \geq 0,098$ МПа коэффициенты подсоса становятся примерно одинаковыми. Поэтому при $p_n \geq 0,07$ МПа



можно применять обе конструкции эжекторов, учитывая в зависимости от местных условий, что обычные эжекторы более сложны в изготовлении, а удлиненные имеют большую длину.

В исследованиях Б. Е. Кореннова [30], кроме того, установлено следующее:

1) абсолютные размеры сопла не оказывают влияния на u_o при одинаковых $\Delta p_c / \Delta p_p$ и d_r / d_c ;

2) закрутка рабочего потока и увеличение числа струй при одной камере смешения не улучшают работу эжектора, повышают потери в сопле, снижают надежность, но позволяют уменьшить длину эжектора.

В целом можно рекомендовать использование удлиненных эжекторов в тех случаях, когда требуется создать относительно глубокий вакуум (абсолютное давление $p_n < 0,04$ МПа). Для

уменьшения длины эжектора при больших расходах рабочей воды можно установить вместо одного большого эжектора несколько аппаратов меньшего диаметра, собрав их в блок.

3.3. Основы расчета жидкостно-газовых аппаратов с диспергированной струей

Методы расчета струйных аппаратов с диспергированной струей, как и других типов гидроструйных аппаратов, основываются на эмпирических или полуэмпирических моделях. Законченной теории расчета в настоящее время нет. Если полученные экспериментально характеристики представить, как это обычно принято при расчете струйных аппаратов, в координатах $\Delta p_c / \Delta p_p$ и u_0 , то все кривые для аппарата, имеющего $d_t / d_c = \text{const}$, сольются в одну. Поэтому экспериментальные данные, полученные для конкретного аппарата при каком-либо одном давлении рабочей воды и различных перепадах давлений Δp_c , можно использовать для расчета аппаратов при других давлениях рабочей воды и перепадах Δp_c .

Математическое описание процесса в жидкостно-газовом аппарате с диспергированной струей впервые в нашей стране выполнил Б. С. Оссовский [48]. Предполагалось, что процесс взаимодействия жидкости и газа определяется уравнением сохранения количества движения. Скорость газа в сечении у форсунки принималась равной нулю. Механизм передачи энергии от жидкости к газу считался одинаковым в пределах всей области взаимодействия жидкости и газа.

Взаимодействие потока диспергированной жидкости и увеличенного ею газа представлено как одномерное течение газа через пористый слой (капельный поток) со скоростью, равной скорости относительного движения жидкости и газа. Для описания процесса взаимодействия пористого слоя жидкости и газа использованы зависимости, полученные при течении жидкости через слой твердых шаров. В результате получена система уравнений, которая решалась численным методом. Результаты решения представлены в виде функции $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u_0, d_t / d_c)$.

В дальнейшем математическую модель процесса усовершенствовал Ю. Г. Звездин [20]. В этой работе для представления одномерного процесса движения жидкости и газа через пористый слой, которым заменен капельный поток жидкости, применено уравнение Эргана [73, 74], обычно используемое для расчета потерь энергии в газе при его продувке через слой зернистых мелких частиц. В итоге получены уточненные характеристики

$$\Delta p_c / \Delta p_p = f(u_0, d_t / d_c).$$

Подробное рассмотрение струйных аппаратов с диспергированной струей жидкости является самостоятельной темой, выходящей за рамки настоящей книги. Сведения по этим вопросам можно получить в специальной литературе [20, 48, 59 и др.].

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

4.1. Рабочие характеристики лопастных насосов

Для приведения в действие гидроструйных насосов и других гидроструйных аппаратов требуется подавать в их рабочее сопло жидкость под определенным давлением. Рабочую жидкость можно подавать или от напорной магистрали (гидросистемы), или от одного из видов насосных агрегатов, имеющих самостоятельный приводной двигатель (электрический, внутреннего сгорания и т. п.). В результате совместного применения гидроструйного и другого насоса может быть создана автономная установка. Такая установка может иметь новый комплекс характеристик, которыми не обладают в отдельности струйный насос и насос, создающий рабочее давление у активного сопла струйного аппарата.

В настоящей главе рассмотрены рабочие и кавитационные характеристики насосов, которые можно использовать совместно с гидроструйными аппаратами. В связи с наличием большого числа книг по насосам [49, 57, 67, 82 и др.] здесь приведены лишь сведения, необходимые при расчете характеристик комбинированных установок.

Основными параметрами, характеризующими работу лопастных насосов, являются подача Q , напор H , потребляемая мощность N , КПД η , частота вращения n и допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вас}}^{\text{доп}}$.

Из указанных параметров величины Q и n считаются независимыми (аргументами), а остальные — H , N , η , $H_{\text{вас}}^{\text{доп}}$ — их функциями. Функции H , N , η , $H_{\text{вас}}^{\text{доп}} = f(Q, n)$ называются *рабочими характеристиками насосов*¹. Характеристики насосов обычно представляются в виде графических зависимостей и приводятся в паспортах насосов заводского изготовления, а также в специальных каталогах и справочниках. Для самовсасывающих насосов в ряде случаев представляются также характеристики самовсасывания. Рассмотрим основы построения рабочих характеристик насосов.

Центробежные насосы. Зависимость теоретического напора центробежного насоса при бесконечном числе лопастей рабочего колеса от расхода жидкости Q_k , проходящей через рабочее колесо, для идеальной жидкости (отсутствие вязкости) представляет в соответствии с уравнением Эйлера прямую линию:

$$H_T = A - BQ_k. \quad (4.1)$$

¹ Характеристика $H_{\text{вас}}^{\text{доп}} = f(Q, n)$ получается путем обработки кавитационных характеристик насосов. Сведения о кавитационных характеристиках приведены в п. 4.2.

Величина A представляет собой теоретический напор насоса $H_{T\infty}$ при нулевой подаче и бесконечном числе лопастей рабочего колеса:

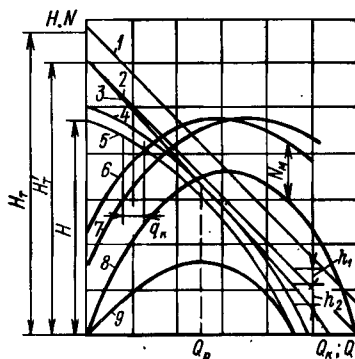
$$A = H_{T\infty} = u_2^2/g, \quad (4.2)$$

где u_2 — окружная скорость рабочего колеса, равная ωR_2 ; ω — угловая скорость вращения; R_2 — наружный (выходной) радиус рабочего колеса.

В современных центробежных насосах лопасти рабочего колеса в основном выполняют загнутыми назад (по отношению к направлению вращения колеса). Для таких насосов $B > 0$, поэтому прямая линия 1 пересекает ось расходов в точке $Q_K = A/B$ (рис. 4.1).

Рис. 4.1. Теоретические рабочие характеристики центробежного насоса при постоянной частоте вращения:

1 — $H_T = f(Q_K)$ — при бесконечном числе лопастей; 2 — $H'_T = f(Q_K)$ — при конечном числе лопастей; 3 — $H = f(Q_K)$ — с учетом потерь h_1 ; 4 — $H = f(Q_K)$ — с учетом потерь рабочего колеса h_1 и h_2 ; 5 — $H = f(Q)$ — с учетом утечек жидкости из напорной полости во всасывающую через уплотнительные кольца; 6 — $N = f(Q)$ — с учетом утечек жидкости q_K ; 7 — $N = f(Q_K)$ — без учета механических потерь в насосе; 8 — $N = f(Q)$ — с учетом механических потерь; 9 — $\eta = f(Q)$



При конечном числе лопастей рабочего колеса зависимость теоретического напора H'_T от расхода жидкости, проходящей через рабочее колесо Q_K , остается линейной, но прямая $H'_T = f(Q_K)$ смещается вниз (рис. 4, линия 2), оставаясь примерно параллельной линии 1 (теоретический напор при конечном числе лопастей H'_T уменьшается по сравнению с H_T).

При работе насосов на реальных вязких жидкостях развиваемый насосом напор H меньше теоретического на величину гидравлических потерь h_{Π} , т. е.

$$H = H_T - h_{\Pi}. \quad (4.3)$$

Величина h_{Π} в формуле (4.3) состоит из потерь напора в каналах рабочего колеса h_1 , а также потерь напора на входе жидкости в рабочее колесо и на выходе ее в отводящий патрубок насоса h_2 . Величина h_1 пропорциональна квадрату расхода Q_K :

$$h_1 = kQ_K^2, \quad (4.4)$$

где k — коэффициент сопротивления каналов рабочего колеса.

Потери напора h_2 связаны с отрывом потока и вихреобразованием. Они практически отсутствуют в расчетном (номинальном) режиме работы насоса, так как каналы насоса запроектированы именно для этого режима. При увеличении или уменьшении по-

дачи Q_k потери h_2 возрастают. На рис. 4.1 кривая 3 представляет собой зависимость $H = f(Q_k)$ с учетом потерь h_1 , а кривая 4 — с учетом потерь h_1 и h_2 . Подача насоса Q отличается от расхода жидкости через рабочее колесо на величину утечек q_k , происходящих в основном через уплотнения между напорной и всасывающими полостями насоса. Вычитая из Q_k величину q_k , получаем расчетную характеристику насоса $H = f(Q)$ при постоянной частоте вращения (кривая 5).

Гидравлические потери и утечки являются функциями числа Рейнольдса, т. е. в определенном диапазоне изменения Re могут зависеть от вязкости жидкости.

Если $Re > Re_{кр}$, то имеет место турбулентная автомодельность потоков в рабочих органах насоса. Гидравлические потери, утечки, а следовательно, напор насоса в этом случае не зависят от рода жидкости. Поэтому график $H = f(Q)$ в этом диапазоне изменения Re будет одинаков для различных жидкостей. С увеличением вязкости число Рейнольдса уменьшается, при этом требуется вносить поправки на вязкость (см. ниже).

Для построения кривой зависимости мощности от подачи $N = f(Q)$ запишем выражение для гидравлической мощности насоса

$$N_r = \rho g Q_k H_T. \quad (4.5)$$

С учетом зависимости $H_T = f(Q_k)$ по формуле (4.1) выражение (4.5) представим в виде

$$N_r = \rho g (A Q_k - B Q_k^2). \quad (4.6)$$

Это уравнение является уравнением параболы, пересекающей ось Q в двух точках: $Q_k = 0$ и $Q_k = A/B$ (кривая 8 на рис. 4.1). Так как механические потери в насосах (сальниках, подшипниках) мало зависят от подачи Q_k , то их можно принять примерно постоянными. Увеличивая мощность на величину механических потерь в насосе N_m , получим кривую $N = f(Q_k)$ (кривая 7 на рис. 4.1) мощности на валу насоса. Для получения кривой мощности насоса в зависимости от его подачи Q остается учесть утечки жидкости q_k (объемные потери). Для этого кривую $N = f(Q_k)$ надо сместить влево на величину q_k (кривая 6 на рис. 4.1).

Имея зависимости $H = f(Q)$ и $N = f(Q)$, нетрудно построить кривую зависимости КПД насоса от подачи $\eta = f(Q)$, соответствующую уравнению

$$\eta = \rho g Q H / N. \quad (4.7)$$

Эта зависимость приведена на рис. 4.1 в виде кривой 9. Максимального значения величина η достигает в расчетном (номинальном) режиме работы насоса, где потери на входе и выходе приблизительно равны нулю.

Приведенные на рис. 4.1 зависимости являются приближенными, так как не учитывают целый ряд потерь, имеющих место в реальных насосах. Поэтому теоретические характеристики на-

сосов обычно плохо согласуются с экспериментальными, и в настоящее время характеристики насосов получают, как правило, экспериментальным путем.

При получении характеристик насосов на основании экспериментов используют методы теории подобия. Теория подобия, в частности, дает возможность получить характеристики насоса другого размера, если проточные части сравниваемых насосов подобны, а также пересчитать характеристики насоса с одной частоты вращения на другую. При условии соблюдения геометрического подобия проточных частей насоса, включая подобие шероховатостей поверхностей стенок каналов, зазоров в щелевых уплотнениях и толщин лопаток рабочего колеса, а также кинематического подобия на границах потоков получено следующее соотношение:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \frac{L_1^3}{L_2^3}, \quad (4.8)$$

где Q_1, Q_2 — подачи подобных насосов; n_1, n_2 — частоты вращения насосов; L_1, L_2 — характерные геометрические размеры насосов (в качестве характерных размеров обычно берут наружный диаметр рабочего колеса D_2).

В качестве критерия динамического (силового) подобия обычно принимают равенство чисел Рейнольдса. Для лопастных насосов принимают $Re = u_2 D_2 / \nu$, где u_2, D_2 — окружная скорость и наружный диаметр рабочего колеса; ν — коэффициент кинематической вязкости¹.

Иногда число Рейнольдса принимают в следующем виде:

$$Re = \omega R_2^2 / \nu, \quad (4.9)$$

где ω — угловая скорость вращения; R_2 — наружный радиус рабочего колеса.

При соблюдении динамического подобия (равенства чисел Рейнольдса) могут быть записаны формулы для пересчета напора и мощности насосов:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1}{n_2} \frac{L_1^2}{L_2^2}; \quad \frac{N_1}{N_2} \approx \frac{\rho_1}{\rho_2} \frac{n_1^3}{n_2^3} \frac{L_1^5}{L_2^5}. \quad (4.10); (4.11)$$

Последняя зависимость является приближенной, так как не учитывает изменение мощности из-за механических потерь в уп-

¹ Необходимо указать, что число Рейнольдса для насосов не обладает свойством критерия подобия потоков жидкости в них, как это имеет место для течения в трубах. Одинаковые значения Re не говорят о подобии в распределении скоростей или о существовании одинакового (ламинарного или турбулентного) режима течения. Изменение режима течения в различных конструктивных элементах насоса может происходить при различных скоростях. Поэтому определение потерь напора на трение в насосах с использованием критерия Re , как это делается в трубах, не дает положительных результатов. Кроме того, установлено, что потери на трение в насосах являются второстепенными по сравнению с вихревыми потерями. Число Рейнольдса вычисляют лишь для того, чтобы судить, в какой мере вязкость жидкости влияет на характеристики насосов.

лотнениях вала, подшипниках и т. п. Однако для относительно больших насосов механические потери обычно малы и уравнением (4.11) можно пользоваться при реальных расчетах.

Вид рабочих характеристик насоса и его экономичность при том или ином сочетании необходимых для практики напора H , подачи Q и частоты вращения n зависят от его геометрических форм и размеров.

Для сравнения конструкций насосов и возможности выбора такого насоса, режим работы которого был бы оптимальным в данных условиях, используют критерии подобия, называемые *удельной частотой вращения* или *коэффициентом быстроходности*.

Используя уравнения (4.8) и (4.10), можно записать [10]:

$$\frac{Q_1}{n_1 L_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 L_2^3} = \frac{Q}{n L^3} = q; \quad (4.12)$$

$$\frac{H_1}{n_1^2 L_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2 L_2^2} = \frac{H}{n L^2} = h. \quad (4.13)$$

Для исключения линейного размера из уравнений (4.12) и (4.13) возведем уравнение (4.12) во вторую степень, а (4.13) — в третью, затем правую и левую части уравнений разделим одну на другую. После преобразований получим

$$\frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{\sqrt{q}}{h^{3/4}} = n_{уд}. \quad (4.14)$$

Критерий подобия насосов $n_{уд}$ и называют удельной частотой вращения.

Для анализа подобия насосов используют также коэффициент быстроходности насосов n_s , определяемый по формуле

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (4.15)$$

Так как величины $n_{уд}$ и n_s зависят от Q и H , то их значение будет различным для каждого режима работы насоса. Поэтому коэффициентом быстроходности называют величину n_s , вычисленную при значениях H и Q , соответствующих режиму максимального КПД (номинальному режиму) насосов.

При заданных значениях n , $Q_{опт}$ и $H_{опт}$ (а следовательно, и заданном n_s), вообще говоря, можно сконструировать насосы с разными соотношениями геометрических размеров. Поэтому в общем случае величина n_s не является критерием геометрического подобия насосов, так же как отношение d_r/d_c при тех же условиях не является признаком геометрического подобия гидроструйных аппаратов. Однако практикой насосостроения в настоящее время установлены соотношения геометрических размеров конструктивных элементов насосов для каждого значения коэффициента быстроходности n_s , при которых обеспечиваются опти-

мальные технико-экономические показатели. Поэтому, если принять эти выработанные практикой соотношения размеров лопастных насосов с одинаковыми значениями n_s , равенство коэффициентов быстроходности для насосов становится достаточным признаком их геометрического подобия. Аналогично, если принять, что все конструктивные размеры гидроструйных аппаратов являются функциями основного геометрического параметра d_r/d_c , то это соотношение будет достаточным признаком геометрического подобия гидроструйных аппаратов и определит вид их гидравлической характеристики.

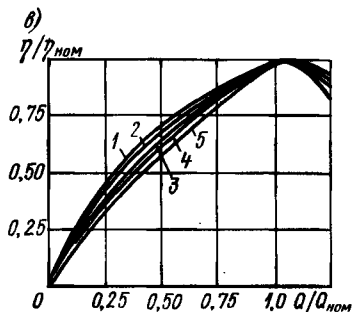
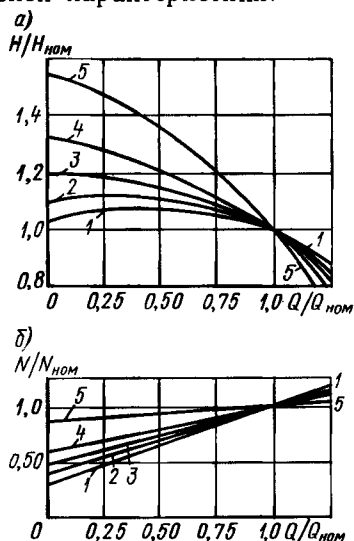


Рис. 4.2. Зависимости относительного напора $H/H_{ном}$, относительной мощности $N/N_{ном}$ и относительного КПД $\eta/\eta_{ном}$ от относительной подачи $Q/Q_{ном}$ для центробежных насосов, имеющих следующие значения коэффициента быстроходности n_s :

1 — 64; 2 — 106; 3 — 155; 4 — 212; 5 — 282

На рис. 4.2 показаны нормальные безразмерные характеристики (см. введение) центробежных насосов $H—Q$ (рис. 4.2, а) $N—Q$ (рис. 4.2, б) и $\eta—Q$ (рис. 4.2, в) с различными значениями коэффициента быстроходности n_s . При этом подача Q отнесена к величине $Q_{ном}$ — подаче при номинальном режиме, соответствующем максимальному значению КПД.

Из рассмотрения рис. 4.2, а можно видеть, что по мере увеличения коэффициента быстроходности n_s увеличивается крутизна характеристик $H—Q$. В то же время кривая мощности насоса $N—Q$ с увеличением n_s становится более пологой (рис. 4.2, б). Для насосов, имеющих $n_s > 300 \div 320$, мощность с увеличением подачи уменьшается [49]. Аналогичный характер имеет характеристика $N—Q$ для рассмотренных ниже вихревых насосов. Из рис. 4.2, в следует, что максимальное относительное значение КПД обеспечивают центробежные насосы с меньшим значением n_s .

Характеристики лопастных насосов, снятые на воде, должны быть скорректированы при перекачивании вязких жидкостей.

Увеличение вязкости жидкости приводит к снижению подачи, напора и КПД. Напор насоса при нулевой подаче остается неизменным независимо от вязкости жидкости. Поэтому характеристики насоса $H - Q$ и $N - Q$ смещаются вниз с увеличением вязкости, а характеристика $\eta - Q$, наоборот, поднимается вверх.

На рис. 4.3 показаны характеристики $H - Q$, $N - Q$ и $\eta - Q$ центробежного насоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 82$ в зависимости от вязкости жидкости [67].

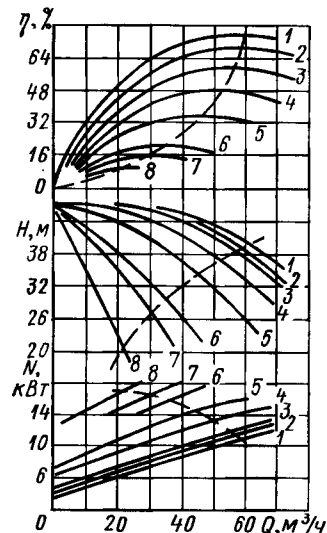


Рис. 4.3. Рабочие характеристики центробежного насоса при работе на вязких жидкостях, имеющих следующие значения кинематического коэффициента вязкости ν (см²/с):

1 — 0,009; 2 — 0,138; 3 — 0,595; 4 — 1,5; 5 — 3,69; 6 — 8,55; 7 — 12,28; 8 — 18,80 (штриховой линией показан оптимальный режим при $n_s = 82$)

Данный способ пересчета характеристик основан на следующих предположениях.

1. При постоянной частоте вращения характеристики $H - Q$ центробежного насоса с увеличением вязкости жидкости изменяются так, что коэффициент быстроходности n_s на режиме максимального КПД остается постоянным (рис. 4.3):

$$n_s = 3,65n \sqrt{Q_1/H_1^{3/4}} = 3,65n \sqrt{Q_2/H_2^{3/4}}. \quad (4.18)$$

Здесь индексы 1 и 2 относятся к различным жидкостям.

Характеристики насосов, перекачивающих вязкие жидкости, можно построить путем пересчета каталожных характеристик, снятых при работе насоса на воде. Пересчет производится с помощью опытных поправочных коэффициентов.

На рис. 4.4 приведены значения эмпирических поправочных коэффициентов k_Q , k_H , k_η в функции от Re , справедливые для центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 50 \div 130$ [82]. В данном случае величину Re рекомендуется определять по формуле [82]

$$Re = 10^3 Q_{ном} / (D_{экр} \nu), \quad (4.16)$$

где $Q_{ном}$ — подача насоса в номинальном режиме, соответствующем максимальному КПД; $D_{экр}$ — эквивалентный диаметр рабочего колеса.

Эквивалентный диаметр можно рассчитать по формуле

$$\pi D_{экр}^2 / 4 = \pi D_2 b_2 k_2, \quad (4.17)$$

где D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, см; b_2 — ширина лопасти рабочего колеса на наружном диаметре, см; k_2 — коэффициент сечения площади выходного сечения рабочего колеса лопастями.

Здесь D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, см; b_2 — ширина лопасти рабочего колеса на наружном диаметре, см; k_2 — коэффициент сечения площади выходного сечения рабочего колеса лопастями.

Данный способ пересчета характеристик основан на следующих предположениях.

1. При постоянной частоте вращения характеристики $H - Q$ центробежного насоса с увеличением вязкости жидкости изменяются так, что коэффициент быстроходности n_s на режиме максимального КПД остается постоянным (рис. 4.3):

$$n_s = 3,65n \sqrt{Q_1/H_1^{3/4}} = 3,65n \sqrt{Q_2/H_2^{3/4}}. \quad (4.18)$$

Здесь индексы 1 и 2 относятся к различным жидкостям.

Из выражения (4.18) следует, что

$$Q_1^{1/2}/Q_2^{1/2} = H_1^{3/4}/H_2^{3/4}. \quad (4.19)$$

Для вычисления величин, относящихся к режиму максимального КПД, при перекачке вязких жидкостей достаточно знать только один эмпирический поправочный коэффициент (k_Q или k_H), а второй можно определить с помощью равенства (4.19).

2. Поправочные коэффициенты k_Q , k_H , k_η , определяемые по рис. 4.4, принимаются постоянными в диапазоне изменения подачи насоса от $0,8Q_{\text{ном}}$ до $1,2Q_{\text{ном}}$.

Умножая значения H , Q и η на поправочные коэффициенты k_Q , k_H и k_η для трех значений подачи ($0,8Q_{\text{ном}}$; $Q_{\text{ном}}$ и $1,2Q_{\text{ном}}$), можно получить по три точки на характеристиках насоса. Кроме того, при $Q = 0$ можно принять, что $H_1 = H_2$, а $\eta = 0$.

Для построения скорректированной характеристики $N - Q$ потребляемую мощность (в кВт) вычисляют по формуле

$$N = \frac{\rho g Q_2 H_2}{102 \eta_2}, \quad (4.20)$$

где индекс 2 относится к параметрам работы насоса на вязкой жидкости.

Кривую мощности в области рабочих режимов насоса также строят по трем точкам.

Представляют интерес характеристики центробежных насосов при работе их на гидросмесях.

Для перекачки гидросмесей применяют центробежные насосы особой конструкции, называемые землесосами, грунтовыми насосами, углесосами [35]. Эти насосы имеют конструктивные особенности, влияющие на их рабочие характеристики. В связи с наличием в гидросмесях абразивных частиц и крупных включений рабочие колеса приходится выполнять широкими с малым числом лопастей (от двух до четырех). Кроме того, колеса устанавливают с большими зазорами относительно корпуса. Это приводит к снижению КПД таких насосов на 10—20 % по сравнению с центробежными насосами для перекачки воды. КПД насосов для гидротранспортирования не превышает 50—70 %.

Обычно характеристики насосов для гидротранспортирования (землесосов, углесосов и т. п.) снимают на воде. Эти характеристики аналогичны характеристикам обычных центробежных насосов. Зная характеристику насоса на воде, необходимо иметь возможность привести ее к условиям работы на гидросмесях заданной плотности. В настоящее время существуют лишь приближенные полуэмпирические методы приведения характеристик.

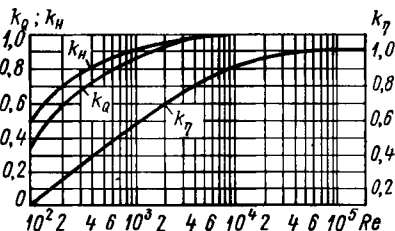


Рис. 4.4. Поправочные коэффициенты для пересчета характеристик насосов

Стендовые испытания насосов на различных гидросмесьях показали, что крупность твердых частиц в гидросмеси не оказывает существенного влияния на характеристики насоса. Это объясняется значительными скоростями движения гидросмеси в насосах (до 20 м/с). На основании обработки экспериментальных данных А. П. Юфин [85] предложил следующую методику приведения характеристик центробежных насосов, снятых на воде, к условиям их работы на гидросмесьях.

Мощность, потребляемую насосом при перекачке гидросмеси с плотностью $\rho_{см}$, определяют по формуле

$$N_{см} = N_{в} \rho_{см} / \rho_{в}, \quad (4.21)$$

где $N_{в}$ — мощность, потребляемая насосом при работе на воде при перекачке объемного расхода гидросмеси $Q_{см}$, равного объемному расходу воды $Q_{в}$; $\rho_{в}$ — плотность воды.

Напор насоса, выраженный в метрах столба гидросмеси плотностью $\rho_{см}$, находят по формуле

$$H_{см} = H_0 \left(1 - \alpha' \beta' \frac{\rho_{см} - \rho_{в}}{\rho_{см}} \right), \quad (4.22)$$

где H_0 — напор насоса при работе на воде, м вод. ст.; α' , β' — поправочные коэффициенты.

Коэффициент α' определяют по эмпирической зависимости

$$\alpha' = 0,04\psi \frac{R_2^2}{R_0 D_r} \left[100 \left(\frac{0,7 R_2^2}{D_r R_0} \right)^{-1,4} - 1 \right]. \quad (4.23)$$

Здесь R_2 — наружный радиус рабочего колеса насоса; R_0 — радиус корпуса насоса, на котором находится ось отвода (напорного патрубка); R_3 — радиус корпуса насоса, на котором находится наружная образующая отвода; D_r — гидравлический диаметр отвода насоса; ψ — величина, определяемая по формуле

$$\psi = g H_0 / u_2^2, \quad (4.24)$$

где u_2 — окружная скорость рабочего колеса насоса.

Значение коэффициента β' в формуле (4.22) принимают равным 0,6, если $Re = u D_r / \nu \geq 1,2 \cdot 10^6$, или $800 / \sqrt{Re}$, если $Re < 1,2 \cdot 10^6$ (здесь u — средняя скорость жидкости в отводе насоса).

На рис. 4.5 [35] в качестве примера приведены рабочие характеристики центробежного насоса и трубопровода (системы) при перекачке воды и гидросмесей¹ с различной относительной плотностью.

Рассмотрение характеристик на рис. 4.5 показывает, что по мере увеличения относительной плотности гидросмеси рабочая точка (точка пересечения характеристик насоса и трубопровода) смещается влево (точки а, б, в). Расход гидросмеси при этом уменьшается. При относительной плотности гидросмеси $\rho_{см} / \rho_{в} = 1,10 \div 1,15$ характеристики насоса и трубопровода не пересекаются. Это говорит о том, что данный насос не может подавать гидросмесь указанной плотности.

¹ Методика построения характеристик трубопровода при работе на гидросмеси приведена в п. 2.1.

Более подробные сведения по вопросам работы насосов на гидросмесьях можно получить в литературе [15, 35].

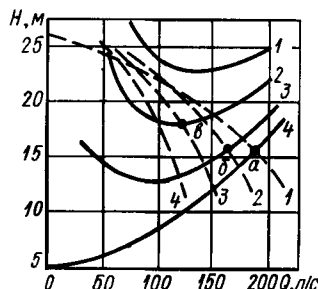
Вихревые насосы. Коротко рассмотрим рабочие характеристики вихревых насосов. Известно, что они развивают напор в три — девять раз больше, чем центробежные насосы при тех же размерах и частоте вращения [3], однако обладают рядом недостатков:

имеют низкий КПД, не превышающий 45 % (у наиболее распространенных насосов КПД не превышает 35—38 %);

непригодны для перекачивания жидкостей с большой вязкостью, так как при увеличении вязкости напор и КПД резко

Рис. 4.5. Характеристики $H-Q$ центробежного насоса и трубопровода при работе на воде и гидросмесьях с различной относительной плотностью $\rho_{см}/\rho_в$:

—— — характеристики трубопровода; — — — — — характеристики насоса;
1 — при работе на воде; 2 — 4 — при работе на гидросмесьях (2 — $\rho_{см}/\rho_в = 1,0 \div 1,05$; 3 — $\rho_{см}/\rho_в = 1,05 \div 1,10$; 4 — $\rho_{см}/\rho_в = 1,10 \div 1,15$)



падают (вихревые насосы рекомендуется применять при $Re = R_0 u / \nu > 2 \cdot 10^4$, где R_0 — радиус центра тяжести сечения кольцевого канала насоса; u — окружная скорость жидкости на радиусе R_0);

вихревые насосы непригодны также для перекачки жидкостей, содержащих абразивные примеси (из-за абразивного изнашивания быстро увеличиваются торцовые и радиальные зазоры, что приводит к падению напора и КПД).

В связи со сказанным вихревые насосы используют для перекачки небольших количеств чистых невязких жидкостей, когда требуется создать высокий напор.

Проходя через рабочее колесо вихревого насоса, жидкость приобретает окружную составляющую скорости, большую скорости движения в канале насоса. При смешении жидкостей, текущей по каналу и выходящей из рабочего колеса, жидкость в канале получает импульс силы в направлении вращения колеса. Перемешивание жидкости приводит к интенсивному вихреобразованию и, следовательно, к значительным потерям энергии. В этом смысле процесс аналогичен процессам, происходящим в горловине струйного насоса.

Предельную подачу вихревого насоса можно определить исходя из следующих рассуждений. Если расход жидкости Q в канале вихревого насоса с площадью поперечного сечения S составляет

$$Q = u_s S \quad (4.25)$$

и окружная скорость рабочего колеса u_2 равна окружной скорости движения жидкости в канале, то жидкость в рабочем колесе и канале вращается как единое целое. При этом никакой передачи энергии от одной части жидкости к другой не происходит, а напор насоса из-за гидравлических потерь должен стать отрицательным. Напор будет равен нулю при долевой (частичной) подаче насоса

$$Q_{\max} = \alpha_{\max} u_2 S, \quad (4.26)$$

где в соответствии с экспериментальными данными $\alpha_{\max} = 0,7 \div 1$. В этой точке характеристика $H - Q$ вихревого насоса пересекает ось расходов.

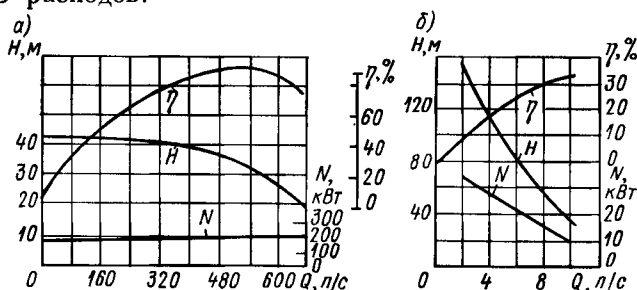


Рис. 4.6. Рабочие характеристики насосов: а — центробежного 18 НДс; б — вихревого 3В-2,7

С уменьшением расхода напор, создаваемый вихревым насосом, будет резко возрастать. При этом выражение для напора вихревого насоса можно представить в следующем виде [82]:

$$H = k_i u_2^2 / (2g), \quad (4.27)$$

где k_i — коэффициент, $k_i = 2i\eta_r / (1 + \chi) \approx 3,5 \div 5$; i — условное число прохождения одного и того же элементарного объема жидкости через рабочее колесо за один его оборот; η_r — гидравлический КПД насоса; χ — эмпирический коэффициент.

Формула для k_i показывает, что при одной и той же окружной скорости u_2 напор вихревого насоса тем выше, чем больше число i . Уменьшение подачи одного и того же насоса вызывает увеличение i и, как следствие, рост напора. Этим, в частности, объясняется большая крутизна характеристики $H - Q$ вихревого насоса. Из формулы (4.27) также следует, что при равных условиях вихревой насос создает относительно больший напор, чем центробежный.

Резкое уменьшение напора вихревого насоса при увеличении подачи приводит к тому, что он имеет падающую характеристику $N - Q$. Таким образом, вихревой насос потребляет максимальную мощность при нулевой подаче.

На рис. 4.6 для сравнения приведены характеристики $H - Q$, $N - Q$ и $\eta - Q$ для центробежного (рис. 4.6, а) и вихревого (рис. 4.6, б) насосов.

Хотя рабочие процессы в центробежных и вихревых насосах различны, насосы имеют много общего (простота и сходство конструкций, высокая частота вращения, подобие характеристик). При этом особенно важно, что характеристику вихревого насоса можно пересчитать на другую частоту вращения и другие размеры насоса, используя формулы (4.8), (4.10) и (4.11), полученные для центробежных насосов.

Коэффициент быстроходности вихревых насосов составляет величину $n_s = 4 \div 40$.

В заключение заметим, что для обеспечения минимальной потребляемой мощности центробежные насосы пускают при закрытой задвижке на напорной линии, а вихревые — при открытой.

4.2. Кавитационные характеристики лопастных насосов

Кавитация в лопастных насосах сопровождается нарушением неразрывности потока жидкости, образованием полостей (каверн), заполненных парами жидкости и выделяющимся из жидкости газом. Кавитация изменяет характеристики насосов: уменьшает подачу, напор, мощность и КПД, а в случае интенсивного развития кавитации происходит полный срыв их работы. Длительная работа насосов в режиме кавитации не только снижает технико-экономические показатели насосных установок, но в ряде случаев приводит к кавитационной эрозии деталей проточной части насоса вплоть до их полного разрушения.

Причины, вызывающие возникновение кавитации в насосах:

- 1) увеличение геодезической высоты всасывания насоса;
- 2) уменьшение атмосферного давления в местности, находящейся на высоких геодезических отметках;
- 3) уменьшение абсолютного давления в закрытом приемном резервуаре;
- 4) увеличение температуры перекачиваемой жидкости;
- 5) увеличение потерь напора во всасывающем трубопроводе насоса вследствие его засорения или неисправности запорно-регулирующей арматуры;
- 6) перекачка гидросмесей и других тяжелых жидкостей.

Признаками, свидетельствующими о возникновении кавитации в насосах, являются следующие:

- 1) шум и вибрация, возникающие при образовании и захлопывании кавитационных пузырьков;
- 2) уменьшение напора, подачи, потребляемой мощности и КПД насосов.

Влияние кавитации на гидравлические характеристики центробежных насосов в значительной степени зависит от коэффициента быстроходности n_s . В насосах, имеющих низкие коэффициенты быстроходности, характеристики $H - Q$, $N - Q$, $\eta - Q$ резко падают, когда подача насоса достигает значения, при котором возникает кавитация. При дальнейшем увеличении подачи возможен полный срыв работы насоса.

Это объясняется тем, что лопасти рабочего колеса центробежных тихоходных насосов ($n_s < 100$) образуют отчетливо выраженный канал. После того как давление на входе в колесо станет равным давлению насыщенных паров жидкости $p_{н.п.}$, даже небольшое уменьшение напора на входе в насос или увеличение подачи приводит к тому, что кавитационная каверна занимает все поперечное сечение канала и распространяется по его длине. При этом может наступить почти мгновенный срыв работы насоса.

В более быстроходных насосах ($n_s = 100 \div 350$) характеристики $H - Q$, $N - Q$, $\eta - Q$ при возникновении кавитации понижаются постепенно еще до того, как будет достигнут срывной режим. В этих случаях канал между лопастями рабочего колеса широкий и короткий, поэтому требуется большее падение напора на входе в канал или более значительное увеличение подачи, чтобы кавитационная каверна заняла всю ширину канала. Вследствие этого снижение кривых $H - Q$, $N - Q$, $\eta - Q$ происходит на большем диапазоне подач.

При кавитационных испытаниях насосов необходимо определить режим работы насоса, при котором начинается кавитация. Начало кавитации может быть обнаружено по падению напора, мощности или КПД насоса, измеренных при постоянной подаче насоса и постепенном снижении напора на всасывании. Для получения кавитационных характеристик во всем диапазоне подач насоса величину Q в процессе испытаний варьируют.

До начала кавитации полный напор насоса $H = H_{\text{вак}} + H_{\text{наг}}$ не зависит от вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}$. С увеличением $H_{\text{вак}}$ в бескавитационном режиме высота нагнетания $H_{\text{наг}}$ уменьшается, но сумма величин $H_{\text{вак}} + H_{\text{наг}}$ остается постоянной. При этом величина $H = H_{\text{вак}} + H_{\text{наг}}$ соответствует напору, определяемому по нормальной гидравлической $H - Q$ -характеристике насоса. При возникновении кавитации с увеличением $H_{\text{вак}}$ полный напор насоса H уменьшается (одновременно с H уменьшаются потребляемая насосом мощность N и КПД насоса η).

Величину $H_{\text{вак}}$ замеряют при испытаниях насоса в определенных сечениях всасывающего патрубка. В то же время кавитация возникает обычно не в месте замера, а на входе в рабочее колесо насоса (на тыльных сторонах лопастей). В этих местах давление при кавитации понижается до значения, приблизительно соответствующего давлению насыщенных паров жидкости (при температуре, имеющей место при испытаниях). В точке замера давления (на всасывающем патрубке насоса) напор в момент начала кавитации будет больше напора, соответствующего давлению насыщенных паров, на величину Δh .

Избыток напора расходуется жидкостью при движении ее от места замера до места возникновения кавитации. Величину Δh называют кавитационным запасом. По существу эта величина,

как сказано во введении, представляет собой избыточный над давлением в колесе напор, т. е. надкавитационный напор. Если величину Δh увеличить, то кавитация в насосе не будет. В то же время каждой стадии кавитации в конкретном насосе при заданном режиме его работы соответствует конкретное значение надкавитационного напора (кавитационного запаса). Классификация надкавитационных напоров в зависимости от контролируемых стадий развития или подавления кавитации приведена во введении. Кавитационные характеристики насосов $\Delta h = f(Q)$, $H = f(\Delta h)$, $N = f(\Delta h)$, $\eta = f(\Delta h)$ при $Q = \text{var}$, так же как и нормальные гидравлические характеристики, определяют в настоящее время в основном экспериментально — на холодной воде при заданной частоте вращения.

Для приведения кавитационных характеристик к другим условиям работы насосов (или к другим размерам насосов одной серии) используют методы теории подобия.

Знание надкавитационного напора $\Delta h = f(Q)$ позволяет построить одну из характеристик насоса $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f(Q)$ — зависимость допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ от расхода Q .

Для построения этой характеристики запишем уравнение Бернулли для сечения, находящегося на свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре насоса, и сечения, проходящего через место возникновения кавитации в рабочем колесе насоса:

$$p_a / (\rho g) = H_{\text{вак}} + p_{\text{н. п}} / (\rho g) + \Delta h_{\text{кр}}, \quad (4.28)$$

где p_a — давление на поверхности жидкости в приемном резервуаре (в частном случае — при открытом резервуаре — это давление равно атмосферному); $H_{\text{вак}}$ — вакуумметрическая высота всасывания относительно точки замера давления на всасывающем патрубке насоса, равная сумме геодезической высоты всасывания $H_{\text{г}}$, потерь напора во всасывающем трубопроводе $\sum h$ и скоростного напора $v^2 / (2g)$; $p_{\text{н. п}}$ — давление насыщенных паров жидкости при температуре испытания; $\Delta h_{\text{кр}}$ — надкавитационный напор.

В качестве $\Delta h_{\text{кр}}$ принимают одно из значений (см. введение), соответствующих определенной стадии кавитации, в зависимости от требований, предъявляемых к работе насоса в конкретных условиях.

Обычно при построении характеристик насоса в связи с недостаточно точным учетом отдельных факторов назначают небольшое увеличение допустимого надкавитационного напора по сравнению с $\Delta h_{\text{кр}}$, принимая

$$\Delta h_{\text{доп}} = (1,1 \div 1,3) \Delta h_{\text{кр}}. \quad (4.29)$$

Из уравнения (4.28) с учетом (4.29) определяют значения допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$

при различных значениях расхода, т. е. строят характеристику насоса $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f(Q)$. При этом величину $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ определяют по формуле

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = p_a/(\rho g) - [p_{\text{н.п}}/(\rho g) + (1,1 \div 1,3) \Delta h_{\text{кр}}]. \quad (4.30)$$

На рис. 4.7 показано влияние кавитации на характеристики центробежного насоса. Кривыми 1—4 изображены нормальные характеристики насоса: соответственно $\eta - Q$, $H - Q$, $N - Q$ и $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - Q$. Такие характеристики имеют место в том случае, если работа насоса не зависит от вакуумметрической высоты всасывания ($H_{\text{вак}} < H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$) или, что то же самое, от кавитационного запаса — надкавитационного напора ($\Delta h > \Delta h_{\text{кр}}$).

На рисунке показана методика построения характеристики $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - Q$. Для этого из напора $H_a = p_a/(\rho g)$, соответствующего атмосферному давлению, вычитается напор $H_{\text{н.п}} = p_{\text{н.п}}/(\rho g)$, соответствующий давлению насыщенных паров жидкости, и надкавитационный напор $\Delta h_{\text{доп}} = (1,1 \div 1,3) \Delta h_{\text{кр}}$. Величина $\Delta h_{\text{кр}}$ является функцией подачи насоса Q и увеличивается при возрастании подачи.

Критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кр}}$ зависит от скорости движения жидкости на входе в насос (подачи насоса) и определяется конструкцией насоса и режимом его работы. Если число Рейнольдса для различных насосов одной серии одинаково или потоки жидкости автомодельны ($Re > Re_{\text{кр}}$), то величина $\Delta h_{\text{кр}}$ не зависит ни от рода жидкости (вязкости), ни от температуры. Это дает возможность при одинаковых числах Рейнольдса использовать результаты кавитационных испытаний насоса на одной жидкости для построения кавитационных характеристик насоса, работающего на других жидкостях или при другой частоте вращения.

Используя методы теории подобия, С. С. Руднев получил следующую формулу для определения критического кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кр}}$ по результатам испытаний насоса:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (4.31)$$

где Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; C — постоянная для данного типа насосов величина.

Величина C , названная *кавитационным коэффициентом быстროходности*, одинакова для всех геометрически подобных насосов при работе их в подобных режимах. Этот коэффициент можно определить на основании кавитационных испытаний насоса, если замерить n , Q и соответствующий им кавитационный запас $\Delta h_{\text{кр}}$.

Формула для вычисления кавитационного коэффициента быстროходности с учетом выражения (4.31) примет вид

$$C = \frac{n \sqrt{Q}}{(\Delta h_{\text{кр}}/10)^{3/4}} = 5,62 \frac{n \sqrt{Q}}{\Delta h_{\text{кр}}^{3/4}}. \quad (4.32)$$

Из уравнения (4.31) следует, что кавитационные свойства насоса тем выше, чем больше C (при этом уменьшается необходимое значение критического кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кр}}$). Для насосов, перекачивающих загрязненные жидкости, $C = 600 \div 700$; для обычных насосов $C = 800 \div 1000$; для насосов с улучшенными кавитационными характеристиками $C = 1300$ и более.

В многоступенчатых насосах кавитация наблюдается лишь в первой ступени. Поэтому снижение напора, мощности и КПД при кавитации у них выражено менее отчетливо. В насосах с двусторонним входом жидкости в рабочее колесо поток делится поровну между двумя входами, поэтому в формуле (4.31) расход берется равным $Q/2$. Отсюда следует, что при одном и том же кавитационном запасе $\Delta h_{\text{кр}}$ и одинаковой подаче Q частота вращения для насоса с двусторонним входом может быть принята в $\sqrt{2}$ раз большей, чем для насоса с односторонним входом.

Для насосов, перекачивающих гидросмеси, при определении допустимой вакуумметрической высоты всасывания необходимо учитывать, что плотность гидросмеси больше, чем плотность воды. В этих условиях допустимая вакуумметрическая высота всасывания уменьшается пропорционально увеличению плотности гидросмеси. Принимая в соответствии с данными испытаний, что гидросмесь ведет себя как однородная жидкость с плотностью, равной $\rho_{\text{см}}$ [85], А. П. Юфин предложил следующую формулу для определения кавитационного коэффициента быстროходности C землесосов:

$$C = \frac{4400}{(715/k^4 + 0,2k^2)^{3/4}}. \quad (4.33)$$

Здесь k — коэффициент,

$$k = D_1 / \sqrt[3]{Q/n}, \quad (4.34)$$

где D_1 — диаметр входа в рабочее колесо насоса.

Рассмотрим кавитационные свойства вихревых насосов в сравнении с центробежными.

В вихревых насосах открытого типа жидкость подводится к лопастям рабочего колеса непосредственно через всасывающее окно, условия входа жидкости мало отличаются от условий входа жидкости в колесо центробежного насоса. Поэтому возникновение кавитации в вихревых насосах открытого типа происходит аналогично возникновению кавитации в центробежных насосах. Доказано [3], что формулы пересчета (приведения) критического кавитационного запаса, разработанные для центробежных насосов, могут быть использованы и для вихревых насосов открытого типа.

В вихревых насосах закрытого типа жидкость подводится из всасывающего патрубка непосредственно в канал. На рабочее колесо она поступает из канала, имеющего малую площадь поперечного сечения и расположенного на большом радиусе рабочего колеса. Следовательно, абсолютная и относительная скорости жидкости на входе в рабочее колесо велики. Поэтому кавитационные качества вихревых насосов закрытого типа более низкие, чем насосов открытого типа.

Для приближенного расчета критического кавитационного запаса центробежных насосов была предложена [82] следующая формула:

$$\Delta h_{кр} = m_k \frac{v_0^2}{2g} + n_k \frac{\omega_0^2}{2g}, \quad (4.35)$$

где m_k , n_k — эмпирические коэффициенты, характеризующие возрастание абсолютной v и относительной ω скоростей входа жидкости в рабочее колесо по сравнению с их средними значениями v_0 и ω_0 при натекании на колесо и на лопасти насоса.

Для условий натекания, близких к безударному входу жидкости в рабочее колесо, величины m_k и n_k принимают следующие значения: $m_k = 1,0 \div 1,2$; $n_k = 0,3 \div 0,4$.

Для вихревых насосов открытого типа также можно использовать формулу (4.35) при условии, что величины v_0 и ω_0 представляют собой абсолютную и относительную скорости во всасывающем отверстии перед входом в рабочее колесо. Если принять $m_k = 1$ и проводить расчет для среднего радиуса всасывающего окна, то при относительной подаче $Q/(Su_2) \approx 0,5$ можно принять $n_k = 0,6 \div 1,0$. Меньшие значения соответствуют серповидной форме сечения лопаток рабочего колеса, а также лопаткам «углом назад» [3]. Большие значения n_k принимают при прямоугольной форме сечения лопаток и их относительно большой толщине.

Так как для центробежных насосов $n_k = 0,3 \div 0,4$, то кавитационные качества вихревых насосов открытого типа хуже.

У вихревых насосов закрытого типа на движение жидкости при перемещении ее из всасывающего патрубка в канал накладывается продольный вихрь. Это делает невозможным использование уравнения (4.35) для вычисления критического кавитационного запаса вихревых насосов закрытого типа. В работе [3] критиче-

ский кавитационный запас $\Delta h_{кр}$ вихревых насосов закрытого типа предлагается определять по формуле

$$\Delta h_{кр} = k_s v_{ср}^2 / (2g), \quad (4.36)$$

где $v_{ср}$ — средняя окружная составляющая скорости жидкости в канале насоса, $v_{ср} = Q/S$.

Для серии геометрически подобных насосов коэффициент k_s зависит только от режима их работы, определяемого отношением $Q/(Su_2)$. Значение k_s можно определить по формуле [3]

$$1/k_s = AQ/(Su_2) + B, \quad (4.37)$$

где A , B — коэффициенты, постоянные для серии подобных насосов: $A = 0,72 \div 1,10$ и $B = 0,04 \div 0,17$ в зависимости от конструктивных особенностей насосов [3].

Как следует из приведенных выше формул, в вихревых насосах закрытого типа уменьшение подачи ведет к ухудшению кавитационных качеств, в отличие от вихревых насосов открытого типа. Более подробные сведения о рабочих и кавитационных характеристиках вихревых насосов приведены в книге О. В. Байбакова [3].

Для предотвращения и подавления кавитации в центробежных и вихревых насосах, работающих в условиях ограниченных надкавитационных напоров (на нагретых и легкокипящих жидкостях, при значительных высотах всасывания, значительных частотах вращения и т. п.), применяют различные способы увеличения надкавитационного напора. Одним из эффективных способов повышения Δh является установка на всасывании насосов бустерных насосов. Такими насосами могут быть шнеки, устанавливаемые на одном валу с основным насосом в жидкостных реактивных двигателях [47]. При установке шнековых преднасосов удастся повысить кавитационный коэффициент быстроходности насосов до значения $C = 2500 \div 3000$. Подробные сведения по этому вопросу приведены в работе [47].

В ряде случаев в качестве бустерных используют гидроструйные насосы. При этом струйным бустером может быть оснащен практически любой насос. Повышение надкавитационного напора с помощью гидроструйных бустеров рассмотрено в п. 6.4.

4.3. Методы преобразования характеристик лопастных насосов

В практике использования серийных лопастных насосов возникает необходимость в преобразовании их рабочих или кавитационных характеристик¹. В ряде случаев приходится изменять их подачу, напор, увеличивать кавитационный запас.

При работе насоса на систему в установившемся режиме соблюдается равенство между подачей и напором, развиваемыми на-

¹ Здесь рассмотрены вопросы изменения рабочих характеристик насосов, методы изменения кавитационного запаса рассмотрены в п. 6.4.

сосом, и соответственно расходом жидкости и напором сети (системы), на которую работает насос. Значения подачи и напора, общие для насоса и сети (системы), определяются точкой пересечения характеристик $H - Q$ насоса и сети. Эта точка называется *рабочей точкой системы*.

Методы регулирования рабочих характеристик насосов в зависимости от режимов их работы. В случае необходимости изменения положения рабочей точки в координатном поле $H - Q$ можно изменять как характеристику насоса, так и характеристику системы (или обе характеристики одновременно). При этом изменение характеристик можно сделать постоянным (долговременным), т. е. перевести работу насоса в новый режим на достаточно длительный срок, или текущим, т. е. непрерывно менять характеристики $H - Q$ в процессе работы установки в зависимости от поступления жидкости к насосу (установке) или потребления жидкости в системе.

Постоянное (долговременное) изменение характеристик насосов выполнить проще, чем регулировать подачу и напор в процессе работы системы.

Необходимость непрерывного изменения подачи насосов возникает в двух наиболее распространенных случаях.

В первом случае изменение подачи насоса требуется в связи с тем, что количество жидкости, подаваемой в приемный резервуар, меньше подачи насоса. В этом случае, если не регулировать подачу насоса, при полной откачке жидкости из приемного резервуара произойдет срыв работы насоса. Кроме того, если насос находится выше уровня жидкости в приемном резервуаре, то для последующего пуска его в работу потребуются залить жидкостью корпус и всасывающий трубопровод. Срыв работы насоса может привести к возникновению в системе гидравлического удара [40] и повреждению системы.

Во втором случае насос может подавать жидкость в систему, где она потребляется неравномерно во времени (например, в системах водоснабжения). В такой ситуации необходимо изменять подачу насоса в соответствии с заданными требованиями.

В связи с тем, что рабочая точка системы определяется характеристиками как насоса, так и сети (системы), то изменять подачу можно за счет изменения или характеристики насоса, или характеристики системы. При решении этой задачи кроме технических (технологических) требований должны быть обеспечены и определенные экономические показатели регулируемой системы. Об экономической эффективности того или иного метода регулирования можно, в частности, судить по значению КПД насосной установки.

Из общих соображений очевидно, что изменения подачи и напора насосной установки за счет изменения характеристики сети можно добиться двумя путями:

1) изменением геометрической составляющей сопротивления системы (геометрической высоты нагнетания или всасывания, давления над поверхностью жидкости в приемном резервуаре);

2) изменением гидравлического сопротивления движению жидкости во всасывающем или напорном трубопроводе (например, путем дросселирования насоса задвижкой).

Кроме того, для изменения подачи и напора установки можно изменить схему сети и тем самым, меняя ее гидравлическую характеристику (например, за счет включения дополнительной байпасной линии между напорным и всасывающим трубопроводами насоса), регулировать насос.

Преобразовать характеристику $H - Q$ насоса можно следующими способами: изменением частоты вращения насоса; обточкой рабочего колеса (изменением его наружного диаметра).

Существует также комплексный метод регулирования, когда изменение характеристики сети приводит к изменению характеристики насоса. Так, при изменении давления на всасывании до величины, соответствующей критическому кавитационному запасу насоса, нормальная характеристика насоса должна быть заменена его частной гидравлической характеристикой. При этом каждому конкретному значению кавитационного запаса соответствует своя подача. Этот метод регулирования нашел применение в практике, несмотря на опасность кавитационных повреждений насоса, а также срыва его работы [49].

Укажем еще один способ регулирования подачи и напора в системах — это совместная работа насоса с регулирующими напорными баками, устанавливаемыми на напорном трубопроводе насоса на заданной геодезической отметке. При значительных объемах таких баков насос может постоянно работать в оптимальном режиме независимо от потребления жидкости в системе. Разница в подаче насоса и потреблении жидкости в сети компенсируется поступлением жидкости в бак или из бака.

Иногда вместо напорных баков с открытой поверхностью применяют закрытые гидропневматические баки (гидроаккумуляторы). В этом случае необходимый для потребителя жидкости напор создается за счет давления сжатого воздуха (газа) в гидроаккумуляторе.

Для уменьшения объема открытых напорных баков и гидропневматических аккумуляторов в ряде случаев насос может работать в повторно-кратковременном режиме. В промежутках между включениями насоса жидкость в сеть подается из бака (гидроаккумулятора).

К методам регулирования насосов можно также отнести параллельное или последовательное включение двух и более насосов.

И, наконец, существенного изменения рабочих и кавитационных характеристик насоса можно добиться с помощью включения в схему гидроструйных насосов (см. вторую часть книги).

Прежде чем перейти к рассмотрению перечисленных выше методов регулирования $H - Q$ -характеристик насосных установок за счет изменения характеристик систем и насоса, охарактеризуем основные режимы использования насосных установок с точки зрения эффективности их работы.

Можно выделить четыре основных режима работы насосных установок:

1) неравномерный режим, который характерен для работы постоянно включенного насоса на сеть без регулирующей емкости в системах с неравномерным во времени потреблением жидкости;

2) равномерный режим, который достигается при неравномерном потреблении жидкости в системе за счет установки напорно-регулирующей емкости, рассчитанной на восприятие разности подачи насосов и потребления жидкости в системе;

3) повторно-кратковременный режим, характеризующийся периодическим включением и выключением насоса с частотой, зависящей от емкости бака гидроаккумулятора, подачи насоса и потребления жидкости в системе;

4) переменный режим, достигаемый за счет изменения подачи насоса в соответствии с изменением потребления жидкости в сети (системе).

При *неравномерном режиме* работы насосной установки рабочая точка на характеристике насоса может перемещаться от режима, соответствующего нулевой подаче, до точки максимальной подачи насоса. При этом в течение определенного времени насос может работать в такой области $H - Q$ -характеристики, которая соответствует низким значениям КПД. Существенную роль при этом играет режим потребления жидкости во времени.

Если рассмотреть суточный режим работы установки, то для охарактеризования режима потребления жидкости можно ввести две величины: коэффициент часовой неравномерности потребления $k_{\text{час}}$ и коэффициент режима потребления m_p [41].

Коэффициент часовой неравномерности будем вычислять как отношение максимального часового расхода жидкости $Q_{\text{час}}^{\text{max}}$ (считая расход жидкости в течение часа постоянным) к среднечасовому расходу жидкости за сутки $Q_{\text{час}}^{\text{cp}}$ ($Q_{\text{час}}^{\text{cp}} = Q_{\text{сут}}/24$, где $Q_{\text{сут}}$ — расход жидкости в течение суток). Таким образом,

$$k_{\text{час}} = Q_{\text{час}}^{\text{max}} / Q_{\text{час}}^{\text{cp}}. \quad (4.38)$$

Коэффициент режима m_p определим как средневзвешенное для данного режима потребление жидкости (часовой расход в долях от единицы, принятой за величину суточного расхода жидкости). Иначе говоря, величина m_p представляет собой расход жидкости при равномерном режиме, эквивалентном расчетному неравномерному режиму.

Средневзвешенный расход, как известно, может быть определен по следующей формуле:

$$Q_{\text{ср. в}} = \frac{\sum_0^T (Q_{i, \%}/100)^2 \Delta t}{\sum_0^T (Q_{i, \%}/100) \Delta t}, \quad (4.39)$$

где $Q_{i, \%}$ — расход жидкости (%) за промежуток времени Δt , в течение которого расход принят постоянным, $Q_{i, \%} = (Q_i/Q_T) 100$.

Относительный расход жидкости за расчетный промежуток времени T примем равным единице, т. е.

$$\sum_0^T (Q_{i, \%}/Q_T) \Delta t = 1, \quad (4.40)$$

где Q_T — расход жидкости за промежуток времени T .

В этом случае

$$Q_{\text{ср. в}} = \sum_0^T (Q_{i, \%}/100)^2 \Delta t. \quad (4.41)$$

Если принять $T = 24$ ч, а $\Delta t = 1$ ч, то

$$Q_{\text{ср. в}} = \sum_0^{24} (Q_{i, \%}/100)^2. \quad (4.42)$$

Таким образом, согласно данному ранее определению,

$$m_p = \sum_0^{24} (Q_{i, \%}/100)^2. \quad (4.43)$$

Коэффициенты $k_{\text{час}}$ и m_p дают возможность провести аналитический расчет КПД насосных установок интегрально за сутки или за любой другой промежуток времени. Величина m_p меняется при изменении режима потребления жидкости в течение суток. Процентный часовой расход $Q_{i, \%}$ может, очевидно, меняться от 100/24 % (при равномерном потреблении, когда $k_{\text{час}} = 1$) до 100 %, когда вся жидкость расходуется в течение одного часа ($k_{\text{час}} = 24$). Величина m_p может быть вычислена по формуле (4.43).

Таким образом, любой неравномерный режим потребления жидкости можно свести к такому эквивалентному равномерному режиму, который по величине КПД насосной установки будет равнозначен первому. При этом эквивалентный часовой расход

$$Q_{\text{экв}} = m_p Q_{\text{сут}}, \quad (4.44)$$

или

$$Q_{\text{экв}} = 24 m_p Q_{\text{час}}^{\text{max}} / k_{\text{час}}. \quad (4.45)$$

При неравномерном потреблении жидкости подача насоса должна быть не менее максимального секундного расхода жидкости в системе $Q_c^{\max}$:

$$Q_{\text{экр}} = 24 \cdot 3600 Q_c^{\max} m_p / (k_{\text{час}} k_c), \quad (4.46)$$

или

$$Q_{\text{экр}} = 24 \cdot 3600 Q_{\text{нас}} m_p / (\varphi k_{\text{час}} k_c), \quad (4.47)$$

где φ — отношение секундной подачи насоса $Q_{\text{нас}}$ к величине $Q_c^{\max}$; k_c — секундный коэффициент неравномерности.

При эквивалентном расходе $Q_{\text{экр}}$ насосная установка будет работать с КПД $\eta_{\text{экр}}$, соответствующим этому расходу по $H - Q$ -характеристике насоса, в течение $1/m_p$ часов, а в остальное время суток — с КПД, равным нулю. Следовательно, КПД насосной установки $\eta_{\text{уст}}$, работающей круглосуточно при неравномерном режиме потребления жидкости, можно определить из соотношения

$$24\eta_{\text{уст}} = (1/m_p) \eta_{\text{экр}}. \quad (4.48)$$

Отсюда

$$\eta_{\text{уст}} = \eta_{\text{экр}} / (24m_p). \quad (4.49)$$

По данным О. П. Михеева [41], для систем водоснабжения городов, например, $\eta_{\text{уст}} = 0,4 \div 0,6$.

При *равномерном режиме* работы насосов и наличии напорного бака значительных размеров $\eta_{\text{уст}} \approx \eta_{\text{нас}}^{\text{опт}}$. Однако в этом случае затраты на систему возрастают из-за значительных габаритных размеров баков.

При *повторно-кратковременном режиме* насос работает с переменной подачей в течение каждого цикла, но подача меняется в более узкой области, чем при переменном режиме. Поэтому КПД установки может быть несколько выше. Подача жидкости в сеть в этом режиме работы может изменяться в широких пределах за счет переменной частоты включений насоса. Объем регулирующей емкости может быть в этом случае принят в 50—100 раз меньше, чем в насосных установках, работающих в равномерном режиме.

По данным О. П. Михеева [41], КПД насосных установок с гидропневматическими баками, работающих в повторно-кратковременном режиме, можно определить по формуле

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{2\alpha_{\min} p / p_{\min}}{1 - \alpha_{\min} + 2\alpha_{\min} p / p_{\min}} \eta_{\text{нас}}^{\text{ср}}, \quad (4.50)$$

где $\alpha_{\min}$ — отношение минимального абсолютного давления $p_{\min}$ в гидропневматическом баке (давления включения насоса) к абсолютному максимальному $p_{\max}$ (давлению выключения насоса), $\alpha_{\min} = 0,6 \div 0,85$; p — полное давление установки (абсолютное); $p_{\min}$ — минимальное абсолютное давление в гидропневматическом баке; $\eta_{\text{нас}}^{\text{ср}}$ — средний за цикл работы КПД насоса.

Показатели работы насосной установки, работающей в *переменном режиме*, зависят от способа регулирования подачи насоса. Эти вопросы рассмотрены ниже.

Регулирование подачи насоса путем изменения характеристики сети. Существует ряд способов изменения характеристики сети: дросселирование сети задвижкой (клапаном); перепуск части расхода, подаваемого насосом из напорного трубопровода, во всасывающий (или приемный) резервуар по байпасной линии; изменение статической составляющей сопротивления сети.

Наиболее простым и распространенным способом регулирования расхода в сети является дросселирование — гашение части напора, создаваемого насосом, с помощью искусственно вводимого в напорную линию гидравлического сопротивления. Обычно дросселирование достигается частичным закрытием задвижки на напорном трубопроводе насоса. Однако этот способ наименее экономичен, так как часть напора, создаваемого насосом, бесполезно тратится на преодоление сопротивления задвижки и при этом рассеивается соответствующая мощность. Кроме того, так как при дросселировании насос работает на долевых расходах от номинального, его КПД уменьшается. Работа в долевых режимах имеет и другие недостатки, связанные с нарушением

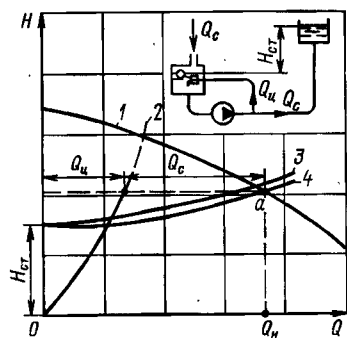


Рис. 4.8. Схема и рабочие $H-Q$ -характеристики установки при регулировании подачи лопастных насосов способом перепуска ($H_{ст}$ — статический напор):

1 — характеристика насоса; 2 — характеристика перепускного трубопровода; 3 — характеристика наружной сети; 4 — суммарная характеристика сети

расчетных гидравлических условий в насосе, что ведет к преждевременному изнашиванию последнего. Поэтому регулирование дросселированием следует применять как можно реже и для относительно небольших изменений подачи насоса. При *регуливании перепуском* необходимый расход жидкости в системе обеспечивается за счет подачи части жидкости, перекачиваемой насосом из напорного трубопровода по байпасной линии, во всасывающий трубопровод или в приемный резервуар (рис. 4.8). Такой способ часто применяют в тех случаях, когда жидкость в приемный резервуар подается с переменным расходом. При этом к напорному трубопроводу подключают байпасную линию и выводят ее в приемный резервуар. На конце байпасной линии в приемном резервуаре устанавливают поплавковый клапан, который открывается при повышении уровня жидкости в приемном резервуаре и закрывается при его понижении. Суммарная характеристика $H-Q$ сети (кривая 4 на рис. 4.8) получается путем суммирования характеристик байпасной линии

(перепускного трубопровода) и наружной сети. Рабочая точка системы a находится на пересечении $H - Q$ -характеристик насоса I и сети 4 . При этом по байпасной линии будет циркулировать расход $Q_{\text{ц}}$, а в наружную сеть поступать расход $Q_{\text{с}}$ (см. рис. 4.8). Общая подача жидкостью насосом составляет $Q_{\text{н}} = Q_{\text{ц}} + Q_{\text{с}}$.

Способ перепуска более экономичен при регулировании насосов, у которых потребляемая мощность снижается с увеличением подачи, например вихревых. Для центробежных насосов, у которых потребляемая мощность растет с увеличением подачи, этот способ регулирования может привести к перегрузке двигателя. Кроме того, при работе с подачей, большей оптимальной, в насосе может возникнуть кавитация.

Регулирование подачи и напора насоса путем изменения характеристики насоса. Если требуется изменить характеристику центробежного насоса на длительный период, то можно прибегнуть к обточке рабочего колеса. При постоянной частоте вращения характеристики насоса с обточенным по наружному диаметру колесом можно ориентировочно рассчитать по формулам:

$$Q_1/Q_2 = D_1/D_2; \quad (4.51)$$

$$H_1/H_2 = D_1^2/D_2^2; \quad N_1/N_2 = D_1^3/D_2^3. \quad (4.52); (4.53)$$

Характеристика $H_{\text{в.ак}}^{\text{доп}} - Q$ при обточке колеса остается практически неизменной. Однако сохранение характеристик, соответствующих уравнениям (4.51)–(4.53), соблюдается только при условии, что обточка затрагивает не более 10–15 % диаметра рабочего колеса.

Характеристика $H - Q$ и другие характеристики насосов со стандартной обточкой обычно приводятся в паспортах насосов и каталогах.

Более существенного изменения расхода и напора насосов можно достичь за счет изменения их частоты вращения. Этот метод регулирования значительно эффективнее в экономическом отношении, чем другие. При изменении частоты вращения подача, напор и мощность изменяются примерно в соответствии со следующими формулами:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2; \quad (4.54)$$

$$H_1/H_2 = n_1^2/n_2^2; \quad N_1/N_2 = n_1^3/n_2^3. \quad (4.55); (4.56)$$

При этом способе регулирования сокращаются непроизводительные потери в системе насос — сеть, так как во всех режимах работы напор насоса равен сопротивлению сети (точки $a, б, в, г$ на рис. 4.9).

Экономичность при регулировании насосов изменением частоты вращения n снижается только от того, что рабочая точка системы при изменении n отклоняется от режима максимального

КПД (штриховая линия на рис. 4.9). Это отклонение тем больше, чем больше статическая составляющая сопротивления сети. Дополнительные потери мощности почти полностью отсутствуют в системе, где сопротивление состоит из потерь на трение (например, в циркуляционных замкнутых системах).

Данный способ может быть достаточно просто реализован, если насосы имеют привод от турбин, гидродвигателей и других двигателей с переменной частотой вращения.

Однако в большинстве случаев центробежные насосы имеют привод от электродвигателей, преимущественно асинхронных короткозамкнутых. Поэтому остановимся на возможностях изменения частоты вращения электродвигателей. Анализ способов регулирования частоты вращения насосов, приводимых в действие от электродвигателей, выполнен Л. С. Рыбицким [56]. Им, в частности, установлено, что почти при всех способах регулирования существенно снижается КПД системы. При этом во многих случаях снижение КПД при изменении частоты вращения неизмеримо со снижением КПД при регулировании гидравлической схемы насоса.

В работе [56] проанализированы следующие способы привода центробежных насосов, допускающие изменение частоты вращения.

1. *Привод от электродвигателей постоянного тока* рекомендуется для диапазона мощностей до 1000 кВт. Он сочетает простоту регулирования, практически полное отсутствие нагрева двигателя при пониженных частотах вращения, высокую стабильность регулировочных характеристик и незначительное снижение КПД двигателя ($\eta_{дв} = 0,9$ при $N > 200$ кВт).

Из недостатков этого способа следует указать, что стоимость электродвигателя постоянного тока, периодичность осмотров и ремонтов примерно в 10 раз выше, чем асинхронных короткозамкнутых двигателей, а масса соответственно больше в 1,5—2 раза. Кроме того, в схемах нужны выпрямители. При повреждении системы регулирования двигатель останавливается, т. е. отсутствует возможность включения его без системы регулирования.

2. *Системы с синхронным двигателем и электромашинами преобразователями частоты* рекомендуются, когда требуемая мощ-

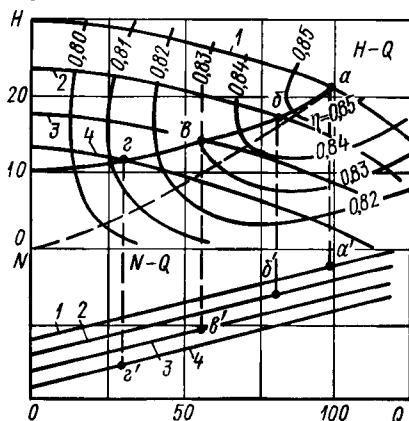


Рис. 4.9. Характеристики $H-Q$ насоса и сети; характеристика $N-Q$ насоса при регулировании изменением частоты вращения:

1 — $n = 960$ об/мин; 2 — $n = 750$ об/мин;
3 — $n = 600$ об/мин; 4 — $n = 500$ об/мин

ность превышает 500 кВт, так как в этом случае они имеют более высокие КПД и коэффициент мощности. При этом системы допускают повышение частоты вращения выше номинальной. При выходе из строя преобразователя частоты возможно подключение двигателя к сети как нерегулируемого синхронного. Однако из-за большого количества полупроводниковых элементов снижается надежность. Недостатками этой системы является и то, что установленная мощность электромашинных преобразователей примерно в пять раз превышает мощность приводного двигателя. Стоимость синхронного двигателя больше, чем асинхронного короткозамкнутого. Кроме того, в схеме необходим дополнительный источник постоянного тока для питания обмотки возбуждения.

3. *Асинхронные электродвигатели с фазным ротором* могут применяться при мощности от 20 до 1000 кВт. Они позволяют использовать часть энергии скольжения для создания полезного крутящего момента на приводимом механизме или рекуперацию энергии в сеть. При использовании тиристорных асинхронно-вентильных каскадов с узлом искусственной коммутации можно увеличить коэффициент мощности практически до единицы. В случае пробоя преобразователя приводной двигатель может работать как нерегулируемый асинхронный. Преимуществом схемы является то, что для высоковольтных двигателей в цепи фазного ротора используются низковольтные статические преобразователи.

Однако при электромашинных каскадах наличие дополнительных электрических машин увеличивает массу системы в четыре-пять раз. Стоимость машинного и статического каскадов в несколько раз превышает стоимость приводного двигателя.

4. В ряде случаев используются *асинхронные электродвигатели с фазным ротором без использования энергии скольжения* (двухдвигательная система с устройством для поворота статора одного двигателя, ступенчатое регулирование с помощью сопротивлений, вводимых в цепь ротора, и тиристорно-импульсное регулирование выпрямленного тока ротора). Эти системы применяются при требуемой мощности от 20 до 200 кВт и характеризуются низкой стоимостью дополнительных устройств, возможностью получения жестких механических характеристик во всем диапазоне регулирования. Преимуществом является и то, что большая часть энергии рассеивается вне обмоток электродвигателя. Однако наличие контактных колец приводит к пятикратному увеличению расходов на эксплуатацию по сравнению с асинхронными короткозамкнутыми двигателями.

Для регулирования частоты вращения насосов с приводом от асинхронного короткозамкнутого двигателя рекомендуются следующие системы: с механическим редуктором (с регулируемым числом передачи); с электромагнитной муфтой скольжения; с электромагнитной муфтой с явно выраженными полюсами; с индукторными муфтами; с гидромуфтами (гидротрансформаторами).

Во всех этих случаях асинхронный двигатель работает в номинальном режиме, однако более чем в два раза увеличиваются габаритные размеры агрегата. Для электромагнитных муфт необходим источник постоянного тока. КПД систем не превышает 0,6.

Регулировать асинхронные короткозамкнутые двигатели можно в принципе за счет изменения частоты в сети, числа пар полюсов двигателя или скольжения. Разработаны три следующие системы регулирования асинхронных короткозамкнутых двигателей.

1. При мощности до 1000 кВт — система с тиристорным преобразователем частоты (со звеном постоянного тока и непосредственным преобразованием частоты).

Такая схема обеспечивает КПД более 0,8 во всех режимах регулирования, а также жесткие регулировочные характеристики и возможность повышения частоты вращения насоса выше номинальной (выше частоты сети). Однако стоимость преобразователей в пять-шесть раз превышает стоимость двигателя. Кроме того, схемы сложны в управлении и наладке и требуют увеличения установленной мощности асинхронного двигателя вследствие увеличения потерь при питании его несинусоидальным напряжением и током.

2. При мощности до 40 кВт — система с многоскоростными двигателями, обеспечивающими ступенчатое регулирование при контактном управлении и плавный переход от одной частоты вращения к другой (соответствующей определенной паре полюсов) при тиристорном управлении.

Вторая схема обеспечивает КПД более 0,9 и высокий коэффициент мощности, однако стоимость многоскоростного двигателя в 1,7 раза выше обычного. Кроме того, при ступенчатом регулировании центробежные насосы могут терять устойчивость.

3. Система с регулированием напряжения на зажимах статорных обмоток (автотрансформатором, дросселями насыщения, магнитными усилителями, реостатом и тиристорным регулятором напряжения). Эта система позволяет осуществлять надежное регулирование, имеет низкую стоимость дополнительного оборудования, малые габаритные размеры, в ней отсутствуют скользящие контакты, однако при этом энергия скольжения рассеивается не-

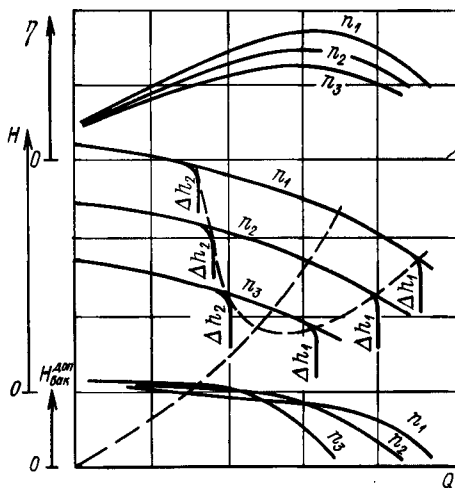


Рис. 4.10. Преобразование характеристик центробежного насоса $\eta-Q$, $H-Q$, $n_{\text{доп}}-Q$ при регулировании изменением частоты вращения

посредственно в двигателе, коэффициент мощности уменьшается с увеличением скольжения. При тиристорном регулировании переменного напряжения с критическим скольжением менее 20 % возникают субгармонические колебания системы с частотой 3—5 Гц. Система рекомендуется при мощности двигателя до 100 кВт.

Применяя данный способ регулирования, следует помнить, что при изменении частоты вращения кроме характеристик $H-Q$, $N-Q$ и $\eta-Q$ изменяются и характеристики $N_{\text{вак}}^{\text{доп}}-Q$ (рис. 4.10). В центробежных насосах при коэффициенте быстроходности $n_s = 105 \div 280$ подача, соответствующая режиму срыва, с ростом n_s несколько увеличивается, если рабочая точка расположена справа от режима максимального КПД. В тех случаях, когда рабочая точка лежит слева от режима максимального КПД, подача, соответствующая срывному режиму при заданном кавитационном запасе, уменьшается с увеличением частоты вращения. Причиной такого изменения кавитационных характеристик при изменении частоты вращения является изменение местного падения давления на лопастях рабочего колеса. Эти потери минимальны при режиме максимального КПД (штриховая линия на рис. 4.10) и увеличиваются при удалении рабочей точки от номинального режима.

Способ саморегулирования расхода основан на изменении $H-Q$ -характеристик сети при работе насосов при малом располагаемом кавитационном запасе. Этот способ использует частные кавитационные $H-Q$ -характеристики, зависящие от Δh (рис. 4.11).

Способ саморегулирования применяют в установках, где прием жидкости осуществляется из аппаратов, в которых давление примерно равно давлению насыщенных паров (нагретые жидкости и т. п.). При таком способе регулирования насос постоянно работает в режимах, соответствующих начальным стадиям кавитации (см. введение).

При возникновении кавитации подача насоса ограничивается из-за частичного парообразования на входе в колесо. Нормальная $H-Q$ -характеристика I на рис. 4.11 в этом случае переходит в одну из частных $H-Q$ -характеристик, зависящих от располагаемого кавитационного запаса. При этом рабочая точка перемещается в положение a , b , $в$ или $г$ в зависимости от уровня в приемном резервуаре. Таким образом может осуществляться автоматическое регулирование подачи в зависимости от поступления жидкости в приемный бак. Однако рабочая точка не должна выходить за область, ограниченную штриховой кривой b , иначе может произойти полный срыв работы насоса или недопустимая пульсация давления в системе. Как отмечает Б. М. Певзнер [49], опыт эксплуатации системы саморегулирования конденсатных насосов на судах показывает, что они могут работать в этом режиме длительный период без существенных повреждений.

Комбинированный метод регулирования характеристик системы. Для обеспечения устойчивой работы насосов при малых по сравне-

нию с номинальной подачей насосов предложено [49] совместить в одной установке два метода регулирования: *саморегулирование и перепуск* (рис. 4.12). В этом случае насос работает на расходе $Q_{на}$ или $Q_{нб}$ (в зависимости от уровня в приемном баке), близком к номинальному, и обеспечивает подачу в сеть расхода $Q_{са}$ или $Q_{сб}$. Работа на нагретых жидкостях с относительно большими

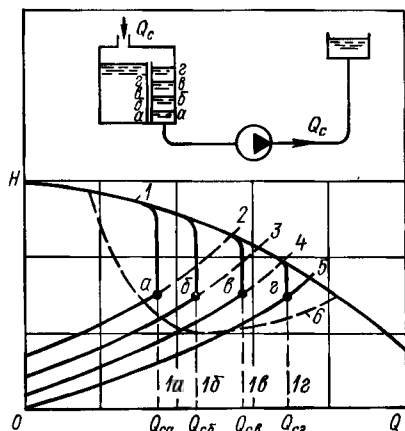


Рис. 4.11. Схема установки, нормальные и частные гидравлические характеристики насосов при их саморегулировании:

1 — нормальная $H-Q$ характеристика насоса; 1а, 1б, 1в, 1г — частные характеристики насоса при уровне жидкости в приемном резервуаре соответственно а—а, б—б, в—в, г—г; 2—5 — $H-Q$ характеристики сети при уровне жидкости в приемном резервуаре соответственно а—а, б—б, в—в, г—г; 6 — кривая, ограничивающая область допустимых значений Q и H ; $Q_{са}$, $Q_{сб}$, $Q_{св}$, $Q_{сг}$ — подача жидкости насосом во внешнюю сеть при уровне в приемном резервуаре соответственно а—а, б—б, в—в, г—г

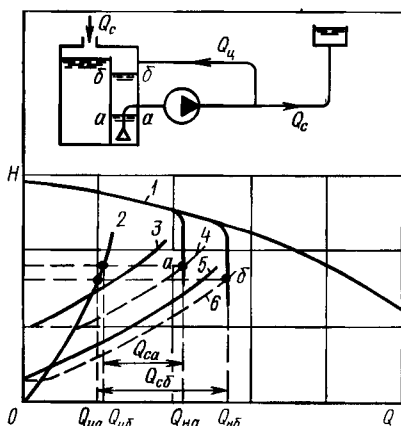


Рис. 4.12. Схема установки и рабочие характеристики при регулировании насосов методами перепуска и саморегулирования:

1, 2 — характеристики $H-Q$ соответственно насоса и перепускного трубопровода; 3, 5 — характеристики наружной сети при уровне жидкости в приемном резервуаре соответственно а—а и б—б; 4, 6 — суммарные характеристики перепускного трубопровода и сети при уровне жидкости в приемном резервуаре соответственно а—а и б—б; $Q_{са}$, $Q_{сб}$ — подача жидкости в сеть при уровне ее в приемном резервуаре а—а и б—б; $Q_{на}$, $Q_{нб}$ — циркуляционные расходы при уровне жидкости а—а и б—б; $Q_{на}$, $Q_{нб}$ — подача насоса при уровне жидкости а—а и б—б

подачами требует увеличения Δh . Это повышает устойчивость работы насоса и снижает возможность засасывания воздуха из приемного бака. Более подробные сведения по вопросам саморегулирования насосов приведены в работе [49].

В ряде случаев для регулирования подачи насоса применяют комбинацию насосов с напорно-регулирующими устройствами (рис. 4.13), в качестве которых используют:

1) открытые в атмосферу баки¹, установленные на геодезических отметках, достаточных для обеспечения заданного напора в сети (рис. 4.13, а);

¹ Такие баки применяют в водоснабжении городов и промышленных предприятий, они называются водонапорными башнями.

2) закрытые гидропневматические баки, где роль аккумулятора давления выполняет газ, сжимающийся при заполнении бака жидкостью (рис. 4.13, б).

В таких установках насос может работать непрерывно или в повторно-кратковременном режиме.

В первом случае подачу регулируют следующим образом. При работе насоса в период, когда подача насоса Q_n больше потребления жидкости в системе, излишек жидкости поступает в бак 3. При увеличении расхода в системе Q_c недостающее количество жидкости поступает из бака 3 под действием гидростатического давления.

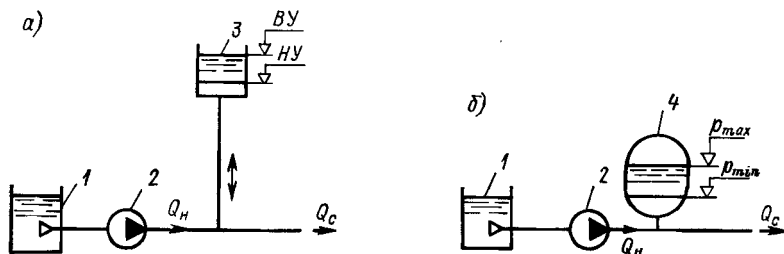


Рис. 4.13. Схемы насосных установок: а — с открытым баком; б — с гидропневматическим баком;
1 — приемный резервуар насоса; 2 — насос; 3 — открытый бак; 4 — закрытый гидропневматический бак

Во втором случае недостающая жидкость поступает в систему из гидроаккумулятора 4 под действием сжатого воздуха (газа). В этом случае объем бака должен быть достаточным для накопления всего излишнего количества жидкости в период работы системы.

Для сокращения объема баков применяют повторно-кратковременный режим работы насосов. В этом случае насос включается автоматически (или вручную), если отметка жидкости в баке 3 (рис. 4.13, а) достигнет нижнего уровня (НУ), и выключается при достижении верхнего уровня (ВУ). Аналогично в системе с гидропневматическим баком (рис. 4.13, б) включение насоса происходит при уменьшении давления в баке до p_{min} , а выключение — при увеличении давления до p_{max} . Величины НУ и p_{min} выбирают исходя из минимально необходимого напора в системе.

Рассмотрим расчет гидропневматических установок, изображенных на рис. 4.13, б. Регулирование подачи гидропневматической установки (ГПУ) при изменении потребления жидкости в системе достигается за счет переменного числа включений насосного агрегата в единицу времени. Расчет ГПУ направлен на определение такого соотношения между регулирующим (переменным) объемом гидропневматического бака и подачей насоса, при котором для заданного объема потребления жидкости число включений установки в единицу времени равно заданному.

Расчетное число включений насоса выбирают из условия обеспечения надежности работы насоса, двигателя и пускорегулирующей аппаратуры за расчетный межремонтный период эксплуатации. По данным О. П. Михеева [41],

из этих условий при межремонтном периоде в два-три года максимально допустимое число включений в сутки составляет 180—270. Учитывая, что с увеличением числа включений растут непроизводительные затраты энергии при включении насоса (на нагрев обмоток, разгон жидкости и т. п.), оптимальным числом следует считать 250 включений насоса в сутки.

Найдем зависимость регулирующего объема гидропневматического бака от числа включений.

Время рабочего цикла насоса t складывается из времени работы t_1 , в течение которого одновременно происходит заполнение бака и расходование жидкости системой, а также времени t_2 , в течение которого насос не работает, а жидкость поступает в систему за счет избыточного давления воздуха (газа) в гидропневматическом баке. Таким образом, $t = t_1 + t_2$, а частота включений насоса $n_H = 1/t$.

При определении t_1 и t_2 обычно принимают следующие допущения. Расход жидкости, отбираемой в систему в течение цикла, постоянен и равен Q . Подачу насоса q считают средней за цикл: $q = (Q_{\max} + Q_{\min})/2$, где $Q_{\min}$, $Q_{\max}$ — значения подачи насоса, определяемые по его характеристике и соответствующие давлению включения насоса $p_{\min}$ и давлению выключения $p_{\max}$.

В этом случае $t_1 = V/(q - Q)$; $t_2 = V/Q$, где V — регулирующий объем гидропневматического бака, т. е. количество жидкости, аккумулированной в баке в течение цикла работы установки. Отсюда

$$t = V/[Q(1 - Q/q)],$$

т. е. частота включений насоса составляет

$$n_H = Q(1 - Q/q)/V. \quad (4.57)$$

Из рассмотрения соотношения (4.57) следует, что при $Q = 0$ и $Q = q$ частота включений обращается в нуль. Это значит, что при $Q = 0$ установка отключена, а при $Q = q$ установка работает непрерывно в равномерном режиме. При изменении расхода в сети от 0 до q установка будет работать в повторно-кратковременном режиме с частотой включений, зависящей от потребления жидкости Q .

Определим, при каком соотношении расходов Q и q частота включений будет максимальной. Путем исследования выражения (4.57) на максимум получим

$$dn_H/dQ = d \frac{1}{V} (Q - Q^2/q) / dQ = 0. \quad (4.58)$$

Отсюда

$$Q = q/2. \quad (4.59)$$

Таким образом, максимальная частота включений насоса будет иметь место в том случае, когда расход жидкости в сети будет равен половине подачи насоса. При этом, подставляя (4.59) в (4.57), получим

$$n_{\max} = q/(4V). \quad (4.60)$$

При неравномерном режиме потребления жидкости число включений установки n_T в течение времени T может быть определено как сумма чисел включений за отдельные промежутки времени Δt , в течение которых потребление жидкости принимается постоянным:

$$n_T = \sum Q_i (1 - Q_i/q) \Delta t_i / V. \quad (4.61)$$

Из формулы (4.61) следует, что при $V = \text{const}$ и $q = \text{const}$ число включений будет определяться режимом потребления жидкости и, в частности, введенным выше [см. формулу (4.43)] коэффициентом режима потребления жидкости m_p .

В процентном выражении расход Q_i , % от общего расхода жидкости Q_T за время T составляет

$$Q_i, \% = (Q_i/Q_T) 100. \quad (4.62)$$

Подставляя значение Q_t из формулы (4.62) в выражение (4.61), получим

$$n_T = \sum_0^T \frac{Q_t, \% Q_T}{V_{100}} \left(1 - \frac{Q_t, \% Q_T}{100q} \right) = \frac{Q_T}{V} \left[1 - \frac{Q_T}{q} \sum_0^T \left(\frac{Q_t, \%}{100} \right)^2 \Delta t \right], \quad (4.63)$$

так как

$$\sum_0^T Q_t, \% \Delta t / 100 = 1.$$

Если принять $T = 24$ ч, а $\Delta t = 1$, то

$$\sum_0^T \left(\frac{Q_t, \%}{100} \right)^2 \Delta t = \sum_0^{24} Q_t, \% / 100 = m_p. \quad (4.64)$$

Таким образом, число включений за промежуток времени T составит величину

$$n_T = \frac{Q_T}{V} \left(1 - \frac{Q_T}{q} m_p \right), \quad (4.65)$$

а за сутки — величину

$$n_{сут} = \frac{Q_{сут}}{V} \left(1 - \frac{Q_{сут}}{q} m_p \right). \quad (4.66)$$

Более правильно производить расчет ГПУ по соотношениям неустановившегося режима. Для вывода этих соотношений обозначим через V_0 объем воздуха в гидропневматическом баке при давлении $p_{\min}$, при котором происходит включение насоса. При работе насоса и увеличении давления в баке от $p_{\min}$ до p объем воздуха в нем уменьшится на величину V . Согласно закону Бойля — Мариотта, можно записать

$$(V_0 - V) / V_0 = p_{\min} / p. \quad (4.67)$$

Отсюда

$$V = V_0 (1 - p_{\min} / p). \quad (4.68)$$

Расход жидкости, поступающей в бак, составляет во времени $Q(t) = dV/dt$. Умножив и разделив это выражение на dp , получим

$$Q(t) = dV/dt = \frac{dV}{dp} \frac{dp}{dt}. \quad (4.69)$$

Дифференцируя (4.68) по p , найдем

$$\frac{dV}{dp} = \frac{d[V_0 (1 - p_{\min} / p)]}{dp} = \frac{V_0 p_{\min}}{p^2}. \quad (4.70)$$

Заметим, что

$$Q(t) = Q_H(p) - Q_C(p), \quad (4.71)$$

где $Q_H(p)$ — зависимость подачи насоса от давления (по его p — Q -характеристике); $Q_C(p)$ — зависимость расхода жидкости в сети от давления.

Из выражений (4.69) — (4.71) получим

$$Q(t) = Q_H(p) - Q_C(p) = \frac{dV}{dp} \frac{dp}{dt} = \frac{V_0 p_{\min}}{p^2} \frac{dp}{dt}. \quad (4.72)$$

Преобразуя выражение (4.72), найдем

$$dt = V_0 p_{\min} \frac{dp}{p^2 [Q_H(p) - Q_C(p)]}. \quad (4.73)$$

Время заполнения гидропневматического бака найдем из решения дифференциального уравнения (4.73). Интегрируя в пределах от $p_{\min}$ до $p_{\max}$, получим

$$t = t_1 = V_0 p_{\min} \int_{p_{\min}}^{p_{\max}} \frac{dp}{p^2 [Q_H(p) - Q_C(p)]}. \quad (4.74)$$

Решение уравнения (4.74) зависит от вида функций $Q_H(p)$ и $Q_C(p)$. В простейшем случае, рассмотренном выше, когда расчет ГП^у проводится по уравнениям установившегося режима, при котором $Q_H(p) = q = \text{const}$ и $Q_C(p) = Q = \text{const}$, получим

$$t = V_0 p_{\min} \int_{p_{\min}}^{p_{\max}} \frac{dp}{p^2 (q - Q)} = \frac{V_0}{q - Q} \left(1 - \frac{p_{\min}}{p_{\max}} \right) = \frac{V_0}{q - Q} (1 - \alpha). \quad (4.75)$$

Учитывая, что V_0 — объем воздуха в баке при минимальном давлении, который выражается через регулирующий объем V с использованием закона Бойля — Мариотта следующим образом: $V = V_0 (1 - \alpha)$, получим $t = V/(q - Q)$, что соответствует ранее приведенному выражению для времени наполнения бака t_1 .

Время t_2 (простая насоса) также может быть вычислено по уравнению (4.74), если принять в нем в качестве V_0 объем воздуха в баке при давлении $p_{\max}$ и проинтегрировать правую часть в пределах от $p_{\max}$ до $p_{\min}$.

Так как $Q_C = f(p)$, то величина t_2 зависит от вида функции $Q_C(p)$. Это влияние можно устранить путем установки после ГПБ регулятора давления, поддерживающего постоянный напор в сети потребителя. Однако исключить влияние вида $H - Q$ -характеристики насоса на время работы установки не удастся. Поэтому выражения, полученные для расчета ГПУ в неустановившемся режиме, можно в конкретных случаях использовать для оценки погрешностей расчета установок по формулам установившегося режима и для анализа технико-экономических показателей.

Во второй части книги приведены схемы преобразования характеристик центробежных и вихревых насосов с помощью гидроструйных аппаратов. Показано, что применение гидроструйных насосов позволяет преобразовывать рабочие и кавитационные характеристики центробежных насосов в широких пределах. В частности, за счет уменьшения подачи можно в несколько раз увеличить создаваемый насосом напор и, наоборот, за счет уменьшения создаваемого насосом напора можно увеличить его подачу.

**УСТАНОВКИ С ГИДРОСТРУЙНЫМИ
И ЛОПАСТНЫМИ НАСОСАМИ**

Глава 5

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

5.1. Принципиальные схемы установок

Совместное применение гидроструйных и лопастных насосов позволяет создать широкий спектр автономных установок различного назначения, существенно расширяющих возможности используемых насосов. При совместном использовании с другими типами насосов гидроструйные аппараты позволяют:

откачивать жидкость центробежными насосами, расположенными на поверхности земли, из глубоких шахт, скважин и колодцев;

повышать допустимую высоту всасывания центробежных насосов (увеличивать кавитационный запас) при работе их на нагретых, перегретых и легкокипящих жидкостях;

транспортировать из труднодоступных мест коррозионные, ядовитые и другие загрязненные жидкости;

изменять в широких пределах рабочие и кавитационные характеристики центробежных, вихревых и других типов насосов (увеличивать в зависимости от необходимости создаваемый насосами напор или подачу);

осуществлять вакуумный водоотлив и водопонижение как на строительстве, так и при постоянном дренировании сооружений;

откачивать воздух из всасывающих трубопроводов и внутренних полостей насосов, не обладающих самовсасывающей способностью перед их запуском, а также постоянно поддерживать насосы «под заливом» в готовности к пуску;

смешивать между собой и растворять различные жидкости, газы и твердые вещества;

получать сжатый воздух (струйные гидрокомпрессоры) и т. д.

На рис. 5.1 приведены в качестве примера схемы некоторых установок с лопастными и гидроструйными насосами.

Установка, изображенная на рис. 5.1, а, предназначена для откачки жидкости с большой глубины центробежным насосом,

расположенным на поверхности земли. Центробежный насос 2 подает жидкость в бак 1 и далее потребителю или на сброс. Одновременно часть жидкости подается по ответвлению от напорного трубопровода насоса в сопло гидроструйного насоса 3, расположенного или под уровнем откачиваемой жидкости, или на определенной высоте относительно ее поверхности. Проходя через сопло гидроструйного насоса, рабочая жидкость подсасывает жидкость из источника (резервуара) 4 и подает ее во всасывающий патрубок центробежного насоса. Далее цикл работы повторяется.

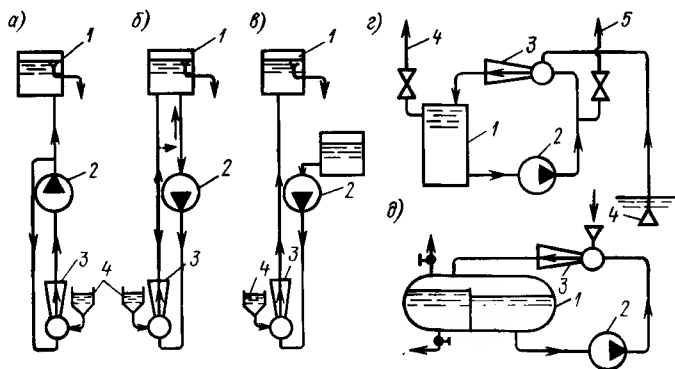


Рис. 5.1. Примеры схем установок с гидроструйными и лопастными насосами

Таким образом, гидроструйный насос в этой установке выполняет роль бустера, приводимого в действие струей рабочей жидкости, создаваемой центробежным насосом. Так как часть расхода жидкости, перекачиваемой центробежным насосом, постоянно циркулирует через гидроструйный насос, то подача жидкости в бак 1 меньше подачи насоса. Однако это позволяет увеличить общий напор установки и поднимать жидкость с глубины, в несколько раз превышающей допустимую вакуумметрическую высоту всасывания центробежного насоса 2.

Установка, схема которой приведена на рис. 5.1, б, также предназначена для откачки жидкости насосом, расположенным на поверхности земли, с глубины, превышающей допустимую вакуумметрическую высоту всасывания центробежного насоса. Отличие этой установки от установки на рис. 5.1, а заключается в схеме подключения насоса 2. В данном случае этот насос всасывающим патрубком подключен к баку 1. Весь расход жидкости, перекачиваемый насосом 2, подается в рабочее сопло гидроструйного насоса 3. Гидроструйный насос подсасывает жидкость из резервуара 4 и подает суммарный поток в бак 1. Из этого бака часть расхода жидкости поступает к потребителю, а другая часть возвращается на циркуляцию в насос 2. Всасывающий трубопровод центробежного насоса 2 и подающий трубопровод от гидроструй-

ного насоса 3 можно соединить между собой, как это показано на рис. 5.1, б штриховой линией. Тогда подающий трубопровод до бака становится ненужным. Циркуляционный расход жидкости будет сразу возвращаться в центробежный насос.

Установка на рис. 5.1, в предназначена для откачки ядовитых или агрессивных жидкостей с большой глубины и из труднодоступных мест. В связи с тем, что после смешения рабочей жидкости, подаваемой насосом 2, с жидкостью, откачиваемой гидроструйным насосом 3 из резервуара 4, смесь также становится ядовитой (агрессивной), циркуляция жидкости в установке не предусмотрена, и вся жидкость направляется в резервуар 1.

Установки по рис. 5.1, б, в могут использоваться при водопонижении с эжекторными иглофильтрами [12]. В этом случае гидроструйный насос (эжектор) является конструктивной частью иглофильтра, погружаемого в грунт на необходимую глубину. С помощью эжектора в грунте создается вакуум, способствующий интенсивной откачке воды. В процессе понижения уровня воды из грунта в иглофильтр начинает подсасываться воздух. Поэтому использовать установку по рис. 5.1, а для водопонижения в сочетании с иглофильтрами не представляется возможным, так как воздух, попадая из эжектора 3 в центробежный насос 2, может вызвать срыв его работы и возникновение в системе нестационарного процесса (гидравлического удара). Для предотвращения попадания воздуха в центробежный насос между ним и гидроструйным насосом можно устанавливать разделительный резервуар.

Установка, схема которой приведена на рис. 5.1, г, может выполнять ряд функций. Прежде всего она может использоваться как вакуумная водоотливная установка. В процессе работы насоса 2 он забирает жидкость из бака 1 и подает ее в рабочее сопло гидроструйного насоса 3. Гидроструйный насос создает необходимое для засасывания жидкости из источника 4 разрежение. Подсасываемая гидроструйным насосом жидкость вместе с рабочей подается в бак 1. Жидкость из системы можно отводить двумя способами.

В первом из них жидкость после наполнения бака 1 будет отводиться по трубопроводу 4. При этом давление в трубопроводе 4 равно давлению, создаваемому гидроструйным аппаратом 3. Это давление передается во всасывающий патрубок насоса 2, вследствие чего увеличивается давление у сопла гидроструйного насоса 3 и, следовательно, улучшаются условия работы гидроструйного насоса по сравнению с его установкой в открытой (не циркуляционной) схеме.

Вторым способом подачи (удаления) жидкости из системы является транспортирование ее по трубопроводу 5. В этом случае жидкость из системы будет отводиться с более высоким давлением, чем в первом случае. Давление в трубопроводе 5 складывается из давления, создаваемого насосом 2, и давления, которое возникает в баке 1 за счет работы гидроструйного насоса. Однако этот выиг-

рыш в давлении приводит к снижению подачи жидкости установкой. В отличие от первого случая, через рабочее сопло струйного аппарата проходит не вся подача насоса 2, а лишь ее часть, так как определенное количество жидкости отводится по трубопроводу 5.

Отмеченные особенности работы установки позволяют использовать ее как преобразователь характеристики центробежного насоса (рис. 5.1, з). При отведении расхода по трубопроводу 4 подача агрегата может превышать количество жидкости, проходящей через насос 2. Это будет иметь место при коэффициенте подсоса гидроструйного аппарата $\mu > 1$. Давление в напорном трубопроводе 4 будет меньше давления, создаваемого насосом 2, на величину потерь в гидроструйном насосе 3. В п. 5.2 показано, что при малых относительных расходах, когда полная подача агрегата $Q_{\text{пол}}$ меньше $0,1Q_{\text{нас}}$ (где $Q_{\text{нас}}$ — подача насоса), давление, создаваемое агрегатом, превышает давление насоса. При $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} \rightarrow 0$ отношение давлений составляет $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} \approx \approx 2,2$.

В то же время, если отводить жидкость по трубопроводу 5, давление в этом трубопроводе будет больше, чем создается насосом 2, на величину подпора в баке 1.

В схеме преобразователя (рис. 5.1, з) не обязательно иметь в наличии бак 1. Установка бака лишь повышает устойчивость работы агрегата при колебаниях расхода в источнике или у потребителя.

Установка по рис. 5.1, з может работать не только при перекачке (откачке) жидкостей. Ее можно использовать также как вакуумную установку для откачки воздуха (газа) [38]. В этом случае трубопровод 4 необходимо сообщать с атмосферой, а всасывающий патрубок гидроструйного аппарата присоединить к вакуумируемому оборудованию. Откачиваемый воздух будет вместе с жидкостью поступать в бак 1 и, отделяясь от него, выходить в атмосферу.

В вакуумных водоотливных установках по схеме на рис. 5.1, з [64] иногда монтируют параллельно два гидроструйных аппарата 3. Один из них откачивает жидкость (воду), а второй — воздух (газ) (см. п. 6.2).

Установка, изображенная на рис. 5.1, д, представляет собой гидрокомпрессор струйного типа. Она работает аналогично предыдущей. Отличие заключается в том, что гидроструйный аппарат 3 сжимает воздух в баке 1 до заданного давления и подает его к потребителю. Несмотря на то что струйные гидрокомпрессоры имеют более низкий КПД, чем поршневые, шестеренные и другие типы компрессорных машин, они более надежны в работе, создают значительно меньше шума. Кроме того, подаваемый ими воздух в определенной мере очищается при контакте с водой и не содержит нефтепродуктов, которые в механических компрессорах уносятся от смазываемых деталей.

Перечень установок с гидроструйными и лопастными насосами может быть существенно расширен, некоторые из них более подробно описаны в последующих главах.

Многообразие схем установок с гидроструйными и центробежными насосами, которые используются и могут быть использованы в практике, можно свести к нескольким принципиальным схемам.

В схемах, изображенных на рис. 5.2, а, б, полезная подача $Q_{пол}$ отбирается после гидроструйного насоса 3 из

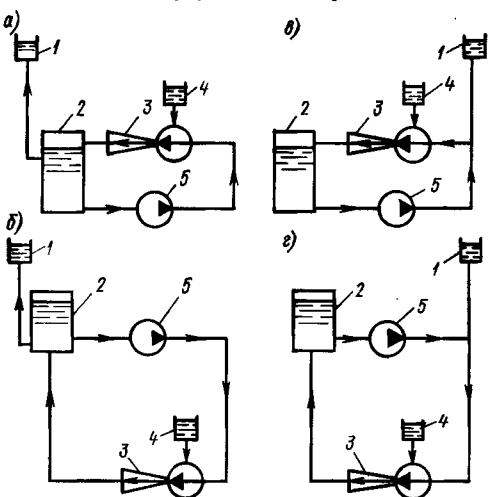


Рис. 5.2. Принципиальные схемы циркуляционных установок с гидроструйными и лопастными насосами: а, б — с отбором полезного расхода жидкости после струйного насоса; в, г — с отбором полезного расхода жидкости до струйного насоса;

1 — бак потребителя; 2 — циркуляционный бак; 3 — гидроструйный насос; 4 — источник жидкости (приемный резервуар установки); 5 — центробежный насос

верхности земли (например, см. рис. 5.1, б). Схема на рис. 5.2 а, соответствует установке (см. рис. 5.1, г) при отборе жидкости из циркуляционного бака по трубопроводу 4.

В схемах на рис. 5.2, в, г отбор полезной подачи $Q_{пол}$ производится перед гидроструйным насосом (после центробежного насоса). Схема на рис. 5.2, в соответствует установке с отбором полезного расхода жидкости по трубе 5 (см. рис. 5.1, г), а схема на рис. 5.2, г — установке для подъема жидкости с большой глубины (см. рис. 5.1, а). Следует отметить, что установки, выполненные по схемам на рис. 5.2, в, г, не могут работать на газе (воздухе) даже при наличии циркуляционного бака 2. Это объясняется тем, что отбираемая из системы среда должна проходить через центробежный насос.

Установки же с циркуляционным баком, выполненные по схемам на рис. 5.2, а, б, могут работать и после полной откачки жидкости из приемного резервуара 4. В этом случае гидроструйный аппарат подсосет воздух и подаст его в циркуляционный бак 2 и далее на сброс. При возобновлении поступления жидкости в приемный резервуар установка позволяет продолжить ее откачку. В установках по схемам на рис. 5.2, в, г такая работа возможна лишь в том случае, если на период прекращения притока жидкости в приемный резервуар 4 подача жидкости в бак 1 будет прекращена. Это может быть выполнено, например, с помощью перекрытия отводящего трубопровода задвижкой с автоматизированным приводом или поплавковым клапаном, установленным в циркуляционном баке.

В тех случаях, когда циркуляционная установка предназначена лишь для преобразования рабочих или кавитационных характеристик центробежных насосов (увеличения полезной подачи или полезного напора, повышения кавитационного запаса), наличие циркуляционного бака в системе является необязательным.

Схемы таких установок с гидроструйными насосами для преобразования характеристик центробежных (а также других типов) насосов приведены на рис. 5.3. Установки, изображенные на рис. 5.3, а, б (с отбором жидкости после струйного насоса), позволяют увеличить полезную подачу $Q_{пол}$ по сравнению с подачей центробежного насоса $Q_{нас}$, а установки с отбором жидкости до струйного (после центробежного) насоса (рис. 5.3, в, г) дают возможность увеличить полезный напор по сравнению с напором центробежного насоса.

Рассмотрим другие возможные принципиальные схемы установок с гидроструйными и центробежными насосами (рис. 5.4).

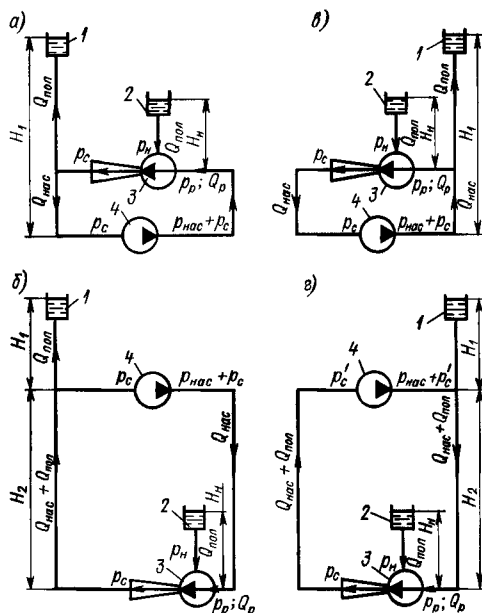


Рис. 5.3. Принципиальные схемы установок для преобразования $H-Q$ -характеристик центробежных насосов: а, б — с отбором полезного расхода жидкости после струйного насоса; в, г — с отбором полезного расхода жидкости до струйного насоса;

1 — резервуар потребителя жидкости; 2 — приемный резервуар установки; 3 — гидроструйный насос; 4 — центробежный насос

Схема на рис. 5.4, а в основном предназначена для перекачки загрязненных жидкостей [44]. Жидкость, содержащая твердые примеси, подается в правую секцию приемного резервуара 1. Отсюда она проходит в левую секцию, отделенную от правой фильтром, например сеткой. При работе установки центробежный насос 2 забирает относительно чистую жидкость из левой секции приемного резервуара 1 и подает ее в рабочее сопло гидроструйного насоса 3, который забирает загрязненную жидкость из правой секции резервуара 1. Тем самым предотвращается засорение

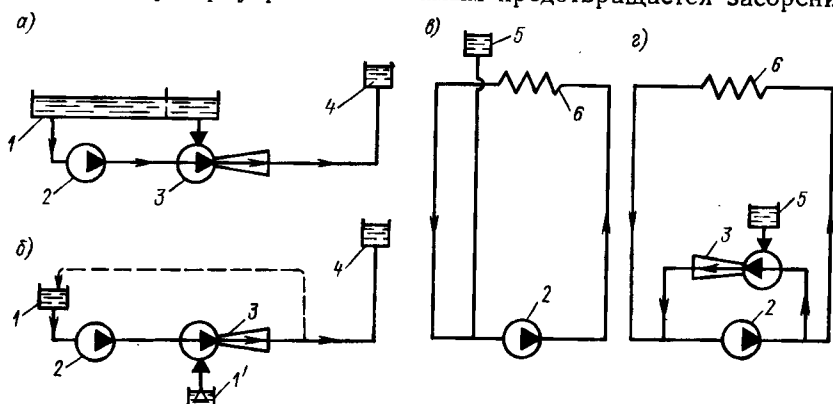


Рис. 5.4. Варианты принципиальных схем установок с гидроструйными и центробежными насосами: а — схема двухструйной насосной установки; б — схема установки для гидротранспортирования твердых материалов; в — циркуляционная схема охлаждения оборудования; г — циркуляционная схема охлаждения оборудования с гидроструйным бустерным насосом;

1, 1' — приемные резервуары; 2 — центробежный насос; 3 — гидроструйный насос; 4 — резервуар потребителя жидкости; 5 — расширительный бак; 6 — технологическое оборудование

центробежного насоса. Кроме того, совместное применение центробежного и гидроструйного насосов увеличивает полезную подачу установки, которая складывается из подачи центробежного $Q_{\text{нас}}$ и гидроструйного $uQ_{\text{нас}}$ насосов, т. е. $Q_{\text{пол}} = (1 + u) Q_{\text{нас}}$.

На рис. 5.4, б приведена схема установки для гидротранспортирования твердых веществ. Принцип работы этой установки такой же, как установки, изображенной на рис. 5.4, а. Центробежный насос 2 забирает из резервуара 1 рабочую жидкость и подает ее в рабочее сопло гидроструйного насоса 3. Последний подкачивает гидросмесь из резервуара 1' (в качестве резервуара 1' можно устанавливать загрузочный бункер, осуществляющий сухую загрузку твердых веществ) и подает ее к потребителю 4. В некоторых случаях часть рабочей жидкости после отделения от нее твердых веществ может быть возвращена в приемный резервуар 1 для повторного использования (трубопровод возврата показан на рис. 5.4, б штриховой линией¹⁾).

¹ А. с. 131227 (СССР).

На рис. 5.4, *а*, *г* для сравнения приведены две схемы циркуляционных систем, предназначенных, например, для охлаждения технологического оборудования.

Схема на рис. 5.4, *в* является традиционной. Расширительный бак 5 предназначен для компенсации температурных деформаций циркулирующей в системе жидкости, а также для поддержания на входе в насос необходимого надкавитационного напора. Для ликвидации кавитации расширительный бак 5 должен быть установлен на достаточно высокой геодезической отметке по сравнению с насосом 2, что не всегда возможно, например в судовых и других условиях.

Схема, изображенная на рис. 5.4, *г*, ликвидирует указанный недостаток. В этом случае расширительный бак 5 установлен на всасывающем патрубке гидроструйного насоса 3, включенного в разрыв трубопровода, соединяющего напорный и всасывающий патрубки насоса 2. Гидроструйный насос 3, забирая в начальный период работы небольшое количество жидкости из расширительного бака 5 и нагнетая ее в замкнутую систему, повышает давление на всасывании насоса 2 (а следовательно, и во всей системе) до необходимой величины. При этом расширительный бак может быть размещен на более низких геодезических отметках, чем в схеме, приведенной на рис. 5.4, *в*¹.

5.2. Методика расчета и основные показатели циркуляционных установок с гидроструйными и лопастными насосами

Параметры установок с гидроструйными и лопастными насосами зависят от их гидравлических характеристик. Гидравлические характеристики насосов, а также соединяющих их трубопроводов и других конструктивных элементов гидросистем описываются нелинейными уравнениями. Решение систем уравнений, описывающих гидравлические характеристики установок, может быть получено численными методами с использованием ЭВМ. Решение существенно усложняется необходимостью учета возможности возникновения кавитации в гидроструйных насосах. Это требует в процессе решения вместо уравнений нормальных гидравлических характеристик струйных насосов использовать их частные кавитационные характеристики. Для упрощения расчетов установок можно использовать нормальные и частные гидравлические характеристики гидроструйных насосов, приведенные в гл. 1.

Можно показать, что схемы установок, приведенные на рис. 5.3, *б*, *г*, являются общим случаем циркуляционных установок с гидроструйными и лопастными насосами. Действительно, принимая на рис. 5.3, *б*, *г* $H_2 = 0$, получим схемы установок, изображенные на рис. 5.3, *а*, *в*. Для анализа параметров этих установок нанесем

¹ Более подробно эти вопросы рассмотрены в п. 6.4.

на их схемы распределение давлений и расходов жидкости (рис. 5.5).

Для упрощения анализа на первом этапе расчета можно не учитывать потери напора в соединительных элементах установок.

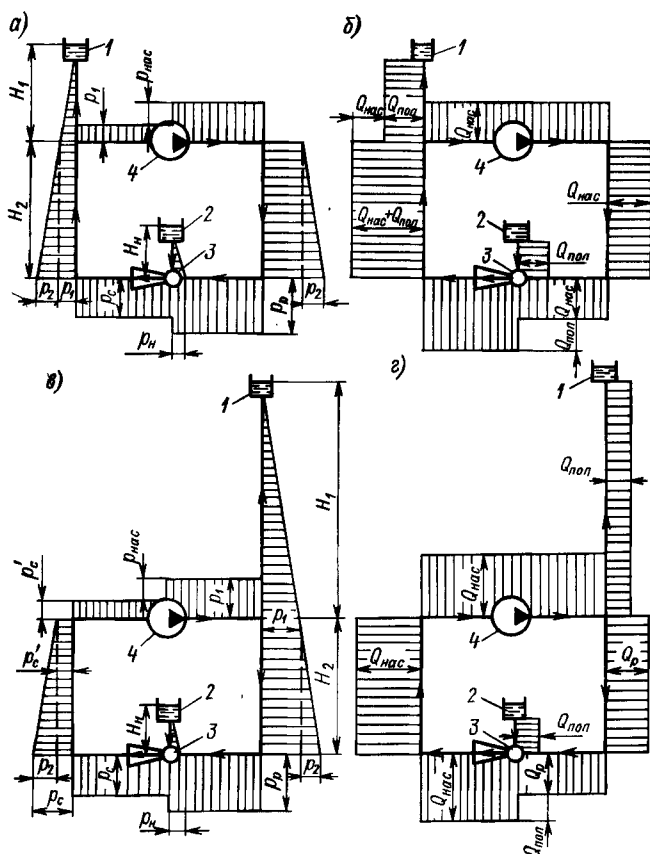


Рис. 5.5. Распределение давлений и расходов жидкости в установках с гидроструйными и лопастными насосами: а, б — в условиях отбора жидкости после струйного насоса; в, г — в условиях отбора жидкости до струйного насоса; 1 — резервуар потребителя жидкости; 2 — приемный резервуар установки; 3 — гидроструйный насос; 4 — центробежный насос

В конкретных условиях можно так выбрать размеры трубопроводов (диаметры), что гидравлические сопротивления будут много меньше давлений, создаваемых центробежным насосом и установкой. В необходимых случаях гидравлические сопротивления можно учесть на конечном этапе расчета.

Рассмотрим распределение давлений и расходов в элементах установок, изображенных на рис. 5.5.

В установке с отбором полезного расхода жидкости $Q_{\text{пол}}$ после гидроструйного насоса (рис. 5.5, а) этот насос создает на выходе избыточное давление, равное сумме давлений $p_1 = \rho g H_1$ и $p_2 = \rho g H_2$. Абсолютное давление на выходе гидроструйного насоса (МПа)

$$p_c = p_1 + p_2 + 0,1. \quad (5.1)$$

На входе в центробежный насос избыточное давление $p_1 = \rho g H_1$. На выходе из центробежного насоса избыточное давление равно $p_1 + p_{\text{нас}}$, где $p_{\text{нас}}$ — избыточное давление, создаваемое насосом. Абсолютное давление у рабочего сопла гидроструйного насоса можно определить по формуле (МПа)

$$p_p = p_{\text{нас}} + (p_1 + p_2 + 0,1), \quad (5.2)$$

или с учетом выражения (5.1)

$$p_p = p_{\text{нас}} + p_c. \quad (5.3)$$

Давление на всасывании гидроструйного насоса определяется уровнем расположения жидкости относительно оси струйного аппарата H_n (рис. 5.5, а). Величина H_n может быть положительной (если уровень жидкости расположен выше оси насоса) или отрицательной (при работе гидроструйного насоса на всасывание). Поэтому абсолютное давление на всасывании может быть определено по формуле (МПа)

$$p_n = 0,1 \pm \rho g H_n, \quad (5.4)$$

в которой знак плюс принимают, если уровень жидкости расположен выше оси гидроструйного насоса на величину H_n ; при расположении уровня жидкости в резервуаре 2 ниже оси аппарата в уравнении (5.4) принимают знак минус. Таким образом, безразмерное отношение давлений в гидроструйном насосе $\Delta p_c / \Delta p_p$ для установки по рис. 5.5, а можно записать следующим образом:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{(p_1 + p_2 + 0,1) - p_n}{[p_{\text{нас}} + (p_1 + p_2 + 0,1)] - p_n}, \quad (5.5)$$

или с учетом выражения (5.1)

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c - p_n}{p_{\text{нас}} + (p_c - p_n)} = \frac{1}{1 + p_{\text{нас}} / (p_c - p_n)}. \quad (5.6)$$

Здесь p_c , p_n — абсолютные давления, вычисляемые по формулам (5.1) и (5.4); $p_{\text{нас}}$ — избыточное давление, определяемое в соответствии с p — Q -характеристикой насоса.

На рис. 5.5, б представлено распределение расходов жидкости в элементах установки с отбором полезного расхода жидкости после струйного насоса. Центробежный насос 4 подает расход $Q_{\text{нас}}$ в рабочее сопло гидроструйного насоса 3, который подсасывает полезный расход

$$Q_{\text{пол}} = u Q_{\text{нас}}. \quad (5.7)$$

Суммарный расход $Q_{\text{нас}} + Q_{\text{пол}}$ перед насосом 4 разделяется: полезный расход $Q_{\text{пол}}$ поступает в резервуар потребителя 1, а расход $Q_{\text{нас}}$ возвращается на циркуляцию к насосу 4¹.

Из выражения (5.7) следует, что при коэффициенте подсоса $u > 1$ полезный расход $Q_{\text{пол}}$ превышает подачу насоса $Q_{\text{нас}}$.

Рассмотрим распределение давлений и расходов в установке с отбором полезного расхода перед рабочим соплом гидроструйного насоса (рис. 5.5, в, г). Абсолютное давление на выходе из гидроструйного насоса 3 в данном случае (рис. 5.5, в) можно вычислить по формуле (МПа)

$$p_c = p_2 + p'_c + 0,1, \quad (5.8)$$

где p'_c — избыточное давление (подпор) на всасывании центробежного насоса; p_2 — избыточное давление, соответствующее высоте подачи H_2 ; $p_2 = \rho g H_2$.

На выходе из центробежного насоса 4 создается избыточное давление, которое составляет

$$p_1 = p'_c + p_{\text{нас}}. \quad (5.9)$$

Давление p_1 соответствует высоте подачи жидкости в бак потребителя 1, т. е. $p_1 = \rho g H_1$. Величина p'_c может в реальных условиях уменьшаться вплоть до значения, соответствующего допустимой вакуумметрической высоте всасывания центробежного насоса $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$. В этом случае величина p'_c может стать ниже атмосферного давления.

Абсолютное рабочее давление у сопла гидроструйного насоса для рассматриваемой установки (МПа)

$$p_p = p_{\text{нас}} + (p'_c + p_2 + 0,1), \quad (5.10)$$

а абсолютное давление на всасывании гидроструйного насоса для рассматриваемой установки можно вычислить по формуле (5.4). Тогда значение $\Delta p_c / \Delta p_p$ запишется в следующем виде:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{(p_2 + p'_c + 0,1) - p_n}{[p_{\text{нас}} + (p_2 + p'_c + 0,1)] - p_n}. \quad (5.11)$$

Учитывая, что по формуле (5.8) $p_2 + p'_c + 0,1 = p_c$, выражение (5.11) можно записать так:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c - p_n}{p_{\text{нас}} + (p_c - p_n)} = \frac{1}{1 + p_{\text{нас}} / (p_c - p_n)}. \quad (5.6a)$$

Эта формула внешне полностью соответствует выражению (5.6), полученному для установки по рис. 5.5, а. Однако необходимо помнить, что величина p_c в формуле (5.6) определяется выражением (5.1), а в (5.6a) — выражением (5.8).

¹ Учитывая, что все элементы установок проектируются в данном случае из условия достижения максимального КПД, будем предполагать, что в установках не осуществляется дросселирование потоков и гашение напоров. Поэтому высота расположения резервуара 1 равна при каждом значении полезной подачи $Q_{\text{пол}}$ расчетному полезному напору установки H_1 .

Распределение расходов в установке по рис. 5.5, а также имеет свои особенности. Подача насоса $Q_{\text{нас}}$ не полностью поступает в рабочее сопло гидроструйного насоса, как в установке по рис. 5.5, б, а разделяется на два потока: часть расхода ($Q_{\text{пол}}$) поступает в бак 1, а другая часть (Q_p) подается в рабочее сопло. В данном случае полезный расход установки

$$Q_{\text{пол}} = u Q_p. \quad (5.12)$$

Учитывая, что $Q_{\text{нас}} = Q_p - Q_{\text{пол}}$, можно написать

$$Q_{\text{нас}} = Q_p + u Q_p = (1 + u) Q_p. \quad (5.13)$$

Отнесем полезный расход $Q_{\text{пол}}$ [формула (5.12)] к расходу насоса $Q_{\text{нас}}$ [формула (5.13)]:

$$Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = u Q_p / [(1 + u) Q_p] = u / (1 + u). \quad (5.14)$$

Из выражения (5.14) видно, что отношение $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ для рассматриваемой установки (рис. 5.5, а) при любых значениях коэффициента подсоса u будет меньше единицы. Значит, полезная подача установки всегда меньше подачи насоса.

Заметим также, что для обеих установок (рис. 5.5, а, в) выражение для полезного напора $H_{\text{пол}}$ можно записать в виде

$$H_{\text{пол}} = H_1 + H_2 - H_n. \quad (5.15)$$

Однако составляющие H_1 этого выражения разные. Избыточное полезное давление для установки по рис. 5.5, а

$$p_{\text{пол}} = (p_1 + p_2 + 0,1) - p_n = p_c - p_n, \quad (5.16)$$

а для установки по рис. 5.5, в

$$p_{\text{пол}} = p_{\text{нас}} + [(p'_c + p_2 + 0,1) - p_n] = p_{\text{нас}} + (p_c - p_n). \quad (5.17)$$

Относя величину $p_{\text{пол}}$ в формулах (5.16) и (5.17) к избыточному давлению, создаваемому насосом, с учетом выражений (5.1) и (5.8) получим:

для установки по рис. 5.5, а

$$p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = (p_c - p_n)/p_{\text{нас}}; \quad (5.18)$$

для установки по рис. 5.5, в

$$p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 1 + (p_c - p_n)/p_{\text{нас}}. \quad (5.19)$$

Рассмотрение выражений (5.19) и (5.18) показывает, что относительное давление $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ для установки по рис. 5.5, в на единицу больше относительного давления для установки по рис. 5.5, а. Это обусловлено тем, что в схеме на рис. 5.5, в полезно используется давление, создаваемое центробежным насосом. В то же время в установке с отбором полезного расхода жидкости до центробежного насоса его давление непосредственно во внешней сети полезно не используется.

Таким образом, увеличение полезной подачи в установке по рис. 5.5, а по сравнению с подачей насоса 4 достигается за счет уменьшения полезного напора. Увеличение полезного напора в установке по рис. 5.5, в получено за счет уменьшения полезной подачи установки по сравнению с подачей центробежного насоса.

Проанализируем показатели работы установок (рис. 5.5) более подробно. Одновременно покажем общую методику расчета циркуляционных установок с гидроструйными и лопастными насосами с использованием нормальных гидравлических характеристик струйных насосов (см. рис. 1.13) и их частных кавитационных характеристик (см. рис. 1.21). Для этого вычислим показатели работы установок, соответствующие режиму работы гидроструйных насосов с максимальным значением КПД.

Выражение для КПД установок можно записать в виде

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{нас}}} \eta_{\text{нас}}, \quad (5.20)$$

где $N_{\text{пол}}$, $N_{\text{нас}}$ — соответственно полезная мощность установки и центробежного насоса; $\eta_{\text{нас}}$ — КПД центробежного насосного агрегата.

Выражение (5.20) представим так:

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{\rho g H_{\text{пол}} Q_{\text{пол}}}{\rho g H_{\text{нас}} Q_{\text{нас}}} \eta_{\text{нас}} = \frac{Q_{\text{пол}} \rho_{\text{пол}}}{Q_{\text{нас}} \rho_{\text{нас}}} \eta_{\text{нас}} = \eta_r \eta_{\text{нас}}. \quad (5.21)$$

В этой формуле η_r — коэффициент снижения КПД установки, работающей с полезной подачей $Q_{\text{пол}}$ и полезным давлением $\rho_{\text{пол}}$, по сравнению с КПД центробежного насосного агрегата, работающего с подачей $Q_{\text{нас}}$ и давлением $\rho_{\text{нас}}$. Назовем величину η_r КПД гидравлической части схемы или просто гидравлическим КПД установки.

Таким образом, гидравлический КПД установки

$$\eta_r = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{нас}}} \frac{\rho_{\text{пол}}}{\rho_{\text{нас}}}, \quad (5.22)$$

где $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ — величина, определяемая по формуле (5.7) для установки, выполненной по схеме на рис. 5.5, б, и по формуле (5.14) для установки, выполненной по схеме на рис. 5.5, г; $\rho_{\text{пол}}/\rho_{\text{нас}}$ — отношение, вычисляемое по формуле (5.18) для установки, выполненной по схеме на рис. 5.5, а, и по формуле (5.19) для установки, выполненной по схеме на рис. 5.5, в.

Для обеспечения оптимальной работы установок необходимо, чтобы гидроструйный насос работал в режиме, соответствующем максимальному КПД. Этим условиям на его характеристике (см. рис. 1.13) соответствуют точки, лежащие на линии оптимальных режимов (см. п. 1.2). Эта линия пересекает кривые $u = \text{const}$ в точках, соответствующих определенным значениям $\Delta p_c/\Delta p_p$ и d_r/d_c . Каждая точка пересечения кривой оптимальных режимов с кривой u в координатном поле $\Delta p_c/\Delta p_p$ — d_r/d_c соответствует такому значению коэффициента подсоса u , при котором обеспечи-

Формулы для расчета основных параметров установок,
выполненных по схемам на рис. 5.5

Основной рас- четный параметр	Расчетная формула для установки	
	Рис. 5.5, а, б	Рис. 5.5, в, г
p_0	$p_1 + p_2 + 0,1$	$p'_0 + p_2 + 0,1$
p_D	$p_{\text{нас}} + (p_1 + p_2 + 0,1)$	$p_{\text{нас}} + (p'_0 + p_2 + 0,1)$
$\frac{\Delta p_0}{\Delta p_D} =$ $= \frac{p_0 - p_H}{p_D - p_H}$	$\frac{(p_1 + p_2 + 0,1) - p_H}{p_{\text{нас}} + (p_1 + p_2 + 0,1) - p_H} =$ $= \frac{1}{1 + \frac{p_{\text{нас}}}{p_0 - p_H}}$	$\frac{(p'_0 + p_2 + 0,1) - p_H}{p_{\text{нас}} + (p'_0 + p_2 + 0,1) - p_H} =$ $= \frac{1}{1 + \frac{p_{\text{нас}}}{p'_0 - p_H}}$
$\frac{p_{\text{пол}}}{p_{\text{нас}}}$	$\frac{(p_1 + p_2 + 0,1) - p_H}{p_{\text{нас}}} =$ $= \frac{p_0 - p_H}{p_{\text{нас}}}$	$\frac{p_{\text{нас}} + (p_0 + p_2 + 0,1) - p_H}{p_{\text{нас}}} =$ $= \frac{1}{1 + \frac{p_{\text{нас}}}{p_0 - p_H}}$
$\frac{p_{\text{пол}}}{p_{\text{нас}}} =$ $= f\left(\frac{\Delta p_0}{\Delta p_D}\right)$	$\frac{\Delta p_0}{\Delta p_D} / \left(1 - \frac{\Delta p_0}{\Delta p_D}\right)$	$1 / \left(1 - \frac{\Delta p_0}{\Delta p_D}\right)$
$\frac{p_{\text{нас}}}{p_{\text{пол}}} =$ $= f\left(\frac{\Delta p_D}{\Delta p_0}\right)$	$\frac{\Delta p_D}{\Delta p_0} - 1$	$\frac{\Delta p_D}{\Delta p_0}$
$\frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{нас}}}$	u	$u/(1 + u)$
$\eta_r =$ $= f\left(u, \frac{\Delta p_0}{\Delta p_D}\right)$	$u \frac{\Delta p_0}{\Delta p_D} / \left(1 - \frac{\Delta p_0}{\Delta p_D}\right)$	$u / \left[(1 + u) \left(1 - \frac{\Delta p_0}{\Delta p_D}\right)\right]$

Основные параметры установок, выполненных по схемам на рис. 5.5
(см. табл. 5.1)

Параметры струйного насоса					Параметры установок					
и	$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$	$\frac{\Delta p_p}{\Delta p_c}$	d_T/d_c	p_p/p_n	Рис. 5.5, а, б			Рис. 5.5, в, г		
					$p_{пол}/p_{нас}$	$Q_{пол}/Q_{нас}$	η_T	$p_{пол}/p_{нас}$	$Q_{пол}/Q_{нас}$	η_T
0,1	0,550	1,82	1,20	9,5	1,220	0,1	0,122	2,220	0,09	0,204
0,2	0,480	2,10	1,28	9,5	0,910	0,2	0,182	1,910	0,17	0,400
0,3	0,420	2,38	1,35	9,5	0,720	0,3	0,217	1,720	0,23	0,470
0,4	0,390	2,56	1,45	9,5	0,640	0,4	0,256	1,640	0,29	0,600
0,8	0,260	3,84	1,80	9,5	0,350	0,8	0,280	1,350	0,45	0,680
1,2	0,190	5,12	2,10	9,5	0,235	1,2	0,288	1,235	0,57	0,720
1,6	0,145	6,90	2,40	10,0	0,170	1,6	0,272	1,170	0,62	0,760
2,0	1,115	8,75	2,80	11,5	0,130	2,0	0,260	1,130	0,67	0,780
2,4	0,093	10,75	3,10	12,0	0,100	2,4	0,252	1,100	0,71	0,800
2,8	0,088	10,00	3,30	12,5	0,096	2,8	0,238	1,096	0,74	0,816
3,2	0,068	12,80	3,50	15,0	0,073	3,2	0,227	1,073	0,76	0,830
3,6	0,057	14,30	3,80	17,5	0,061	3,6	0,218	1,061	0,78	0,843
4,0	0,050	20,00	4,20	20,0	0,053	4,0	0,210	1,053	0,80	0,860
6,0	0,028	36,30	5,60	26,0	0,029	6,0	0,170	1,029	0,86	0,880
8,0	0,018	55,50	7,10	40,0	0,018	8,0	0,146	1,018	0,89	0,900
10,0	0,012	80,00	8,50	50,0	0,012	10,0	0,126	1,012	0,91	0,920

вается максимальный КПД гидроструйного насоса, имеющего заданные значения $\Delta p_c/\Delta p_p$ и d_T/d_c .

С учетом сказанного общую методику расчета оптимальных параметров ($Q_{пол}/Q_{нас}$, $p_{пол}/p_{нас}$ и η_T) установок с гидроструйными и лопастными насосами можно изложить в следующем виде.

1. Задаваясь значениями коэффициента подсоса $и$, определить по рабочей характеристике гидроструйного насоса (см. рис. 1.13) отношения давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$ и диаметров d_T/d_c , которые обеспечивают максимальный КПД.

2. Выразить величины p_p , p_c и p_n , а также $p_{пол}/p_{нас}$, $Q_{пол}/Q_{нас}$ и η_T через параметры установки, коэффициент подсоса $и$ и отношение давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$.

3. Для определения ограничений на параметры установки, накладываемых возникновением кавитации в гидроструйном насосе, при полученных значениях $и$ и d_T/d_c по кавитационной характеристике насоса (см. рис. 1.21) найти максимально допустимое отношение абсолютного давления рабочей жидкости к абсолютному давлению на всасывании p_p/p_n , при котором еще не возникает кавитация.

В табл. 5.1 приведены полученные выше расчетные выражения для анализа установок, схемы которых показаны на рис. 5.5.

Табл. 5.2 содержит результаты расчета этих установок, которые в графическом виде представлены на рис. 5.6.

Следует заметить, что показатели работы установок в значительной степени зависят от численных значений $u = f\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}; \frac{d_r}{d_c}\right)$.

Поэтому при использовании разных методик расчета струйных аппаратов [10, 65] значения величин $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ и $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ могут несколько отличаться.

Рассматривая табл. 5.2 и рис. 5.6, можно сделать следующие выводы.

1. Для установок с отбором жидкости после струйного аппарата (см. рис. 5.5, а) отношение $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ в диапазоне изменения $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} > 0,2$ будет меньше единицы, т. е. такие установки создают напор меньше напора центробежного насоса. В то же время при $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} < 0,3$ установки обеспечивают подачу больше подачи насоса $Q_{\text{нас}}$. Гидравлический КПД таких установок не превышает КПД струйного насоса при тех же значениях отношения давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$. Однако за счет того, что давление p_c , создаваемое струйным насосом, передаваясь через центробежный насос, увеличивает давление у сопла гидроструйного насоса, показатели циркуляционной установки при одинаковом давлении насоса $p_{\text{нас}}$ выше, чем для схемы, в которой гидроструйный и центробежный насосы смонтированы последовательно.

2. Установки с отбором полезного расхода жидкости после центробежного насоса (см. рис. 5.5, в) позволяют увеличить полезное давление по сравнению с давлением насоса более чем в три раза (при $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} \rightarrow 0$). Однако при этом соответственно уменьшается полная подача установки по сравнению с подачей центробежного насоса. Гидравлический КПД таких установок во всем диапазоне подач $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = 0 \div 1$ больше, чем гидравлический КПД установок, выполненных по схеме на рис. 5.5, а. При этом если $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} \rightarrow 1$, то $\eta_g \rightarrow 1$, но и $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} \rightarrow 1$.

3. При одинаковых значениях отношения $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ в обеих схемах для обеспечения оптимального режима должны быть установлены гидроструйные насосы с равными значениями геометрического параметра d_r/d_c (см. рис. 5.6). Однако при равной подаче насоса $Q_{\text{нас}}$ абсолютные значения d_c и d_r в установках будут раз-

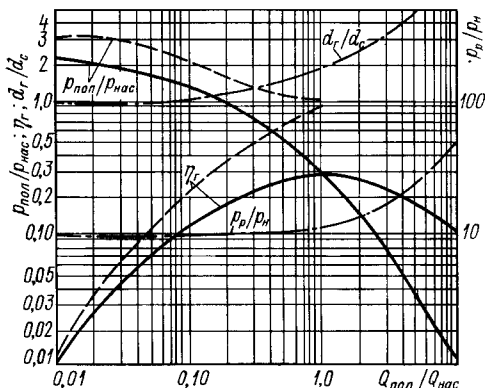


Рис. 5.6. Основные показатели циркуляционных установок с гидроструйными и лопастными насосами для оптимальных режимов работы:

— установка по схеме на рис. 5.5, а;
 --- установка по схеме на рис. 5.5, б;
 —·—·— гидроструйный насос

ные. Последнее обусловлено различными расходами, проходящими через сопла насосов в установках по схемам на рис. 5.5, б и г (см. табл. 5.1), а также различными значениями давления рабочей жидкости p_p у сопла (см. рис. 5.5 и табл. 5.1). С увеличением $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ оптимальное значение отношения d_r/d_c увеличивается.

4. В диапазоне $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} < 1$ бескавитационная работа гидроструйных насосов в обеих установках обеспечивается, если отношение абсолютного рабочего давления p_p к давлению на всасывании p_n не превышает 10^1 . Это значит, например, что при атмосферном давлении на всасывании гидроструйного насоса максимальное абсолютное давление рабочей жидкости p_p для обеспечения бескавитационной работы не должно превышать 1 МПа. Кавитация во многих случаях ограничивает возможности установок, поэтому выводы о неограниченном повышении давления в многоступенчатых установках по схеме на рис. 5.5, в, сделанные в книге В. П. Рудника [55], нуждаются в корректировке с учетом возникновения кавитации при росте p_p . Для установок, выполненных по схеме на рис. 5.5, а, при $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} > 1$ допустимое давление рабочей жидкости увеличивается по мере роста $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ (допустимое значение отношения p_p/p_n увеличивается от 10 до 50). Это объясняется увеличением отношения d_r/d_c (см. рис. 1.21).

5. В связи с тем, что полезная высота подъема жидкости содержит две составляющие — H_1 и H_2 (см. рис. 5.5), при $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = \text{const}$ перераспределение соотношения H_1 и H_2 (при $H_1 + H_2 = \text{const}$) не изменяет показателей работы установок. При этом в установке по рис. 5.5, а величину H_1 можно уменьшать до нуля², соответственно увеличивая величину H_2 . В установке, работающей с отбором жидкости до струйного насоса (см. рис. 5.5, в), снижать величину H_1 целесообразно лишь до значения, соответствующего давлению насоса $p_{\text{нас}}$ при расчетной подаче. Дальнейшее снижение H_1 изменяет подачу насоса в соответствии с его гидравлической характеристикой, при этом изменится и отношение $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ (более подробно об этом см. в п. 7.2).

6. Графики, изображенные на рис. 5.6, соответствуют лишь одной точке на характеристике гидроструйного насоса (с заданным значением отношения d_r/d_c) — точке оптимальной работы гидроструйного насоса (см. рис. 1.13). Для построения нормальной и кавитационной характеристик установок с фиксированным значением отношения d_r/d_c при изменении давлений необходимо вычислить величины $Q_{\text{пол}}$, $p_{\text{пол}}$ для всего диапазона изменения параметров установки. При этом переменными величинами при неизменном положении элементов установки могут быть p_n , p_1 и др. Более подробно эти вопросы изложены в последующих главах.

¹ В общем случае при соизмеримости давления на всасывании p_n и давления насыщенных паров жидкости $p_k = p_{n,п}$ вместо отношения p_p/p_n должно быть использовано отношение $(p_p - p_k)/(p_n - p_k)$ (см. п. 1.4).

² Величина H_1 может быть даже отрицательной и равной $H_{\text{зак}}^{\text{доп}}$ для центробежного насоса, но это уменьшает надежность функционирования установки.

УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ САМОВСАСЫВАНИЯ И УВЕЛИЧЕНИЯ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

6.1. Методы обеспечения самовсасывания и увеличения высоты всасывания лопастных насосов

Самовсасывающие насосы и установки необходимы во многих отраслях народного хозяйства страны. Большую потребность в самовсасывающих насосах испытывают строительная индустрия, морской и речной флот. Большинство строительных и монтажных работ по устройству оснований и фундаментов, подземных и гидротехнических сооружений, по прокладке и ремонту инженерных сооружений и сетей требует понижения уровня грунтовых вод. При этом конечный результат, качество и интенсивность основных работ во многом зависят от совершенства и надежности водоотливных средств. В большинстве случаев водопонижение в грунтах обеспечивается в результате непрерывного поддержания в разветвленной сети специальных водопонижающих скважин (иглофильтров), погружаемых в грунт, сравнительно высокого вакуума (7—8 м вод. ст.). Установки, обеспечивающие поддержание вакуума, работают в сложных условиях, поскольку вместе с откачиваемой водой из осушаемого грунта неизбежно засасывается и воздух в количестве, иногда превышающем по объему расход воды. Работоспособность водоотливных установок в значительной мере зависит от эффективности удаления воздуха.

Подобное положение возникает и на судах. Отличительной особенностью насосов, предназначенных для повседневного осушения трюмов и откачивания балласта из боксовых и междудонных цистерн судов, является необходимость установки самовсасывающего устройства, так как уровень откачиваемой жидкости, как правило, расположен ниже оси насоса.

Условия работы осушительных насосов весьма сложные. Эксплуатационная высота всасывания в большинстве случаев превышает 7 м, а наличие разъемных соединений и арматуры на всасывающей магистрали приводит в результате подсоса воздуха к тому, что насос должен перекачивать водовоздушную смесь с газодержанием до 25 %.

Установка самовсасывающих насосов на водопроводных и канализационных насосных станциях существенно сокращает их стоимость и упрощает работы по сооружению подземной (заглубленной) части насосной станции.

Однако известно, что наиболее эффективные центробежные насосы не обладают самовсасывающей способностью и очень чувствительны к наличию газов в перекачиваемой жидкости. По данным А. И. Степанова [67] и М. П. Суслова [69], содержание воз-

духа в перекачиваемой жидкости в количестве 5—7 % может привести к срыву работы насосов и существенно снижает их КПД. Применяющиеся в ряде случаев самовсасывающие рециркуляционные центробежные насосы [49] имеют значительные габариты и массу, более низкий КПД, чем обычные центробежные насосы. Кроме того, они обладают низкой самовсасывающей способностью и неспособны к самовсасыванию даже при небольших неплотно-стях на всасывающей линии. Работа этих насосов на загрязненных жидкостях приводит к быстрому увеличению торцовых зазоров между корпусом и открытым рабочим колесом, что еще больше понижает их самовсасывающую способность и КПД.

В судовых условиях часто отдают предпочтение в качестве самовсасывающих насосов поршневым или другим типам объемных насосов. Однако поршневые насосы имеют более низкую, чем центробежные, допустимую высоту всасывания, а при перекачке загрязненных жидкостей требуют постоянной чистки всасывающих и нагнетательных клапанов, а также замены поршневых колец.

Самовсасывающей способностью и возможностью работы на газожидкостных смесях обладают многие типы вихревых насосов. Однако они в большинстве случаев имеют низкий КПД (30—35 %), малую подачу и не могут работать на жидкостях, содержащих абразивные примеси.

Поэтому предпринимаются попытки создания комбинированных самовсасывающих установок с центробежными несамовсасывающими насосами и другими устройствами, обладающими самовсасывающей способностью. Одной из схем, получившей значительное распространение в практике, является установка с вакуумным баком на всасывающем трубопроводе центробежного насоса.

В таких установках рядом с центробежным насосом, установленным выше уровня жидкости в приемном резервуаре, монтируется вакуумный бак, к которому центробежный насос подключается всасывающим патрубком в нижней части бака. Всасывающий трубопровод установки присоединяется к верхней части вакуумного бака. Перед первым пуском вакуумный бак заполняется жидкостью. При включении центробежного насоса он начинает откачивать жидкость из бака. При понижении уровня жидкости в баке создается вакуум, достаточный для подъема жидкости по всасывающей трубе. Для обеспечения повторных пусков и запуска установки после случайных срывов вакуума предусматриваются различные меры по удалению воздуха из вакуумных баков.

Наличие вакуумного бака приводит к увеличению габаритных размеров и массы установки, а необходимость удаления воздуха из баков усложняет ее устройство и эксплуатацию. Несмотря на это установки с вакуумными баками получили применение в качестве водоотливных и водопонижающих средств как у нас в стране, так и особенно за рубежом [64]. Кроме того, они применяются в нашей стране на канализационных насосных станциях, сущест-

венно упрощая условия производства работ по их возведению, особенно в мокрых грунтах.

Одной из разновидностей установок с вакуумным баком является устройство с приподнятым всасывающим трубопроводом насосов, используемое на мелиоративных насосных станциях для обеспечения самовсасывания насосов [57]. При достаточной длине всасывающий трубопровод может выполнять роль распределенного вакуумного бака, если проложить часть всасывающей трубы с уклоном к насосу, а конечную часть опустить в приемный резервуар так, чтобы образовалось колено.

Оставшаяся во всасывающем трубопроводе после выключения насоса жидкость заполняет за счет уклона трубопровода насос. Это позволяет при последующем пуске обеспечить самовсасывание. Воздух из колена всасывающего трубопровода удаляется в процессе работы насоса с помощью эжектора, подключенного рабочим соплом к напорному трубопроводу насоса, а всасывающим патрубком — к верхней части колена всасывающей трубы. Газожидкостная смесь из эжектора сбрасывается в приемный резервуар насосной станции.

Конструкции и расчет самовсасывающих установок с вакуумным баком на всасывающем трубопроводе приведены в п. 6.3.

Одной из наиболее эффективных мер, обеспечивающих самовсасывание насосов, является создание циркуляционных установок с лопастными и гидроструйными насосами, схемы которых приведены в гл. 5. Такие установки нашли широкое применение при водоотливе и водопонижении на строительстве [7, 8, 12, 39, 64]. Конструкции и расчет циркуляционных установок с лопастными и гидроструйными насосами рассмотрены в п. 6.2.

Кроме вопросов обеспечения самовсасывания центробежных насосов в ряде случаев возникает проблема повышения допустимой вакуумметрической высоты всасывания лопастных насосов. Эта проблема наиболее актуальна для насосов, работающих на нагретых и легкокипящих жидкостях, когда опасность возникновения кавитации особенно велика (насосы ДВС, ЖРД, питательные и конденсатные насосы энергетических установок и т. п.). Одним из методов повышения допустимой высоты всасывания является применение в качестве бустерных гидроструйных насосов (см. п. 6.4).

6.2. Циркуляционные самовсасывающие установки для вакуумного водоотлива и водопонижения

Уровень воды можно понижать путем водоотлива из резервуаров, котлованов и других источников, имеющих открытую в атмосферу поверхность жидкости, или путем вакуумирования грунтов с помощью специальных трубчатых фильтровальных элементов (иглофильтров), погружаемых в грунт [8, 12, 64].

При вакуумном водопонижении применяют два вида иглофильтров. В первом из них иглофильтр представляет собой филь-

трующую трубу, присоединяемую к коллектору вакуумной водоотливной установки, располагаемой на поверхности земли. Такие иглофильтры позволяют понижать уровень воды в грунте на глубину до 7—8 м, что определяется вакуумом, создаваемым водопонижающей установкой. При необходимости водопонижения на большую глубину применяют иглофильтры со встроенным в них гидроструйным аппаратом. Такие иглофильтры получили название эжекторных. Эжекторные иглофильтры имеют две соединительные трубы. К первой из них подводится рабочая вода, подаваемая к активному соплу гидроструйного насоса. С помощью второй трубы отводится смешанный поток после гидроструйного аппарата (рабочая вода и вода, откачиваемая из грунта). Конструкции иглофильтров подробно описаны в литературе [8, 12, 64].

В качестве вакуумных водоотливных и водопонижающих установок в последние годы широкое применение нашли циркуляционные установки с центробежными и гидроструйными насосами. В этих установках центробежный насос, забирая воду из циркуляционного бака, подает ее в сопло гидроструйного аппарата, который создает необходимое разрежение и подсасывает воду из осушаемого объема. При этом для водоотлива, как правило, используют установки, в которых вода откачивается одним струйным аппаратом. Последний в случае необходимости транспортирует и воздух, проникающий во всасывающий коллектор или выделяющийся из воды.

В ряде случаев водопонижающие установки имеют два или более струйных аппарата для независимой откачки воды и воздуха в связи с тем, что содержание воздуха в откачиваемой из грунта смеси может превышать по объему количество откачиваемой воды.

В установках с эжекторными иглофильтрами встроенный гидроструйный аппарат предназначен для совместной откачки воздуха и воды.

Водоотливные и водопонижающие установки могут работать или только на всасывание (вода сливается после откачки самотеком), или как на всасывание, так и на нагнетание. Необходимость в последнем случае возникает, если откачиваемую воду для сброса требуется поднять на определенную высоту (в глубоких котлованах, шахтах и т. п.).

Особенностью рабочих режимов вакуумных водоотливных и водопонижающих установок является необходимость создания и поддержания в процессе работы значительного разрежения (абсолютное давление до 0,1—0,2 МПа). Такое требование выдвигается при открытом водоотливе, а также при водопонижении с иглофильтрами, что обусловлено как высоким расположением водоотливных установок относительно уровня воды в котлованах, так и стремлением интенсифицировать процесс водопонижения в мелкозернистых грунтах за счет создания как можно большего перепада давления на фильтрующей поверхности иглофильтров, погружаемых в грунт.

Рассмотрим основные схемы вакуумных водоотливных циркуляционных установок с гидроструйными аппаратами и центробежными насосами.

Вакуумная установка, работающая на всасывание. На рис. 6.1 приведена принципиальная схема вакуумной установки, работающей на всасывание. Центробежный насос 8 забирает воду из циркуляционного бака 3 и подает ее в рабочие сопла трех гидроструйных аппаратов — 6, 7 и 1. Струйный аппарат 6 является водовоздушным эжектором и предназначен для откачки воздуха из сборного коллектора 9, к которому присоединены иглофильтры 10, погружаемые в грунт. Водоструйный насос 7 откачивает воду, собирающуюся в нижней части коллектора 9. Водовоздушная смесь после водовоздушного аппарата 6 подается в бак 3. На выходе смешительного трубопровода аппарата 6 в баке 3 установлен сепаратор 5 для интенсификации разделения воздуха и воды. Отделенный от воды воздух выходит в атмосферу через вантуз 4. Гидроструйный эжектор 1 предназначен для откачки частиц грунта, которые могут оседать на дно бака 3.

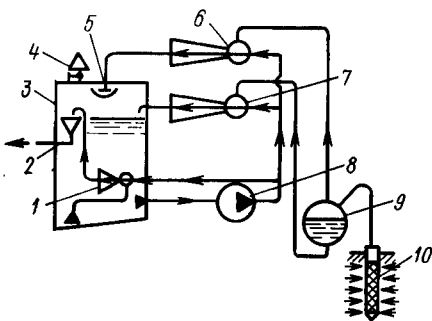


Рис. 6.1. Схема вакуумной циркуляционной установки, работающей на всасывание, с выдачей полезного расхода жидкости из циркуляционного бака

Грунт выбрасывается в переливной трубопровод 2. При повышении уровня воды в баке 3 она начинает сливаться через трубу 2. В тех случаях, когда установка работает на водоотлив из открытых котлованов или если содержание газов в откачиваемой из грунта воде незначительное, оба струйных аппарата — 6 и 7 — будут откачивать воду. И, наоборот, при большом поступлении воздуха струйные аппараты будут работать на его отсос. Поддержание уровня жидкости в циркуляционном баке обеспечивается за счет переливной линии 2. В необходимых случаях вода после установки может быть поднята на небольшую высоту. Для этого необходимо отключить задвижкой вантуз 4. В баке 3 создается подпор, и вода по трубе 2 может быть подана под давлением.

Рассмотрим основы расчета установки (рис. 6.1) и ее рабочие характеристики. Сначала проанализируем показатели установки при работе ее только на воде.

Анализ показателей установки в оптимальном режиме может быть выполнен с помощью графиков (см. рис. 5.6) и таблиц (см. табл. 5.1 и 5.2), приведенных в гл. 5.

Установка (рис. 6.1) соответствует схеме, приведенной на рис. 5.5, а. При этом если гидроструйный и центробежный насосы

установлены практически на одной геодезической отметке, то можно принять $H_2 = 0$. Подпор в баке примем $H_1 = 2$ м. Такой подпор компенсирует потери напора при истечении жидкости в бак, а также из бака. Таким образом, величина p_c [см. формулу (5.1)] будет составлять 0,12 МПа. Так как напор на всасывании гидроструйного насоса H_n (см. рис. 5.5, а) измеряется от оси насоса, то при расположении уровня всасываемой жидкости ниже оси гидроструйного насоса величина H_n должна стать отрицательной (вакуум). Поэтому вакуум на всасывании гидроструйного насоса будем характеризовать положительной величиной — высотой всасывания $H_{вс}$, отсчитываемой от оси насоса вниз до уровня жидкости. В величину $H_{вс}$ включим и потери напора во всасывающем трубопроводе. В данном случае величину $H_{вс}$ примем изменяющейся от 1 до 9 м. Тогда абсолютное давление на всасывании гидроструйного насоса p_n будет изменяться от 0,09 МПа ($H_{вс} = 1$ м) до 0,01 МПа ($H_{вс} = 9$ м). Для сокращения объема вычислений расчеты выполним по средней в указанном диапазоне высоте всасывания $H_{вс} = 5$ м. ($p_n = 0,05$ МПа).

Давление циркуляционного насоса $p_{нас}$ примем изменяющимся от 0,1 до 0,5 МПа.

Пользуясь рис. 5.5, определим относительную полезную подачу установки $Q_{пол}/Q_{нас}$ и геометрический параметр гидроструйного насоса d_r/d_c , соответствующие оптимальному режиму, а также гидравлический КПД установки η_r . Результаты вычислений сведены в табл. 6.1. Из их анализа можно видеть, что при увеличении давления циркуляционного насоса от 0,1 до 0,5 МПа относительная полезная подача установки увеличивается от 0,35 до 1,85 при $H_{вс} = 5$ м и общей высоте подъема 7 м. С увеличением давления циркуляционного насоса основной геометрический параметр гидроструйного насоса возрастает от 1,4 до 2,6. В диапазоне изменения $p_{нас}$ от 0,2 до 0,5 МПа гидравлический КПД установки остается практически неизменным и близким к максимальному КПД гидроструйных насосов.

Определим, как скажется на относительной подаче установки (рис. 6.1) увеличение давления (подпора) в циркуляционном баке, если воду после бака требуется поднять на 10 м ($H_1 = 10$ м). Примем давление насоса $p_{нас} = 0,3$ МПа. При этих условиях ($p_c = p_n$)/ $p_{нас} = 0,5$. По рис. 5.6 при вычисленном отношении $(p_c - p_n)/p_{нас}$ находим, что относительная полезная подача $Q_{пол}/Q_{нас} = 0,55$. Таким образом, полезная подача установки при подпоре в баке 10 м снизилась по сравнению со случаем, когда подпор составляет 2 м, в 2,1 раза.

Заметим, что при относительном полезном напоре $(p_c - p_n)/p_{нас} = 1$ относительная полезная подача установки $Q_{пол}/Q_{нас}$ составит всего 0,2 (см. рис. 5.6). При этом гидравлический КПД установки уменьшится до 0,18. В принципе установка, схема которой приведена на рис. 6.1, может создать полезное давление в баке и больше давления насоса: $(p_c - p_n)/p_{нас} > 1$. Это

Таблица 6.1

Параметры вакуумной установки,
работающей на всасывание
в оптимальном режиме

Давление насоса $p_{\text{нас}}$, МПа	$\frac{p_c - p_n}{p_{\text{нас}}}$	$\frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{нас}}}$	$\frac{d_r}{d_c}$	η_r
0,1	0,70	0,35	1,40	0,22
0,2	0,35	0,82	1,80	0,29
0,3	0,23	1,16	2,10	0,28
0,4	0,18	1,55	2,40	0,28
0,5	0,14	1,85	2,60	0,27

Таблица 6.2

Нормальные и частные кавитационные
характеристики установки,
изображенной на рис. 6.1

Расчет- ная высота всасы- вания $H_{\text{вс}}$, м	$\Delta p_c / \Delta p_r$	u	p_r / p_n	u_k
1	0,07	2,40	5,75	2,45
2	0,09	2,10	6,50	2,15
3	0,11	1,95	7,40	1,95
4	0,13	1,75	8,60	1,80
5	0,15	1,55	10,40	1,60
6	0,17	1,35	13,00	1,45
7	0,18	1,20	17,30	1,25
8	0,20	1,05	26,00	0,95
9	0,22	0,80	52,00	0,65

обусловлено тем, что подпор в баке складывается у рабочего сопла гидроструйного насоса с давлением центробежного насоса. Предельное значение отношения $(p_c - p_n) / p_{\text{нас}}$ при показателях гидроструйных насосов, рассчитанных по методике Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера [65], равно 2,2. Однако в этом случае относительная полезная подача $Q_{\text{пол}} / Q_{\text{нас}}$ будет составлять около 0,01 и $\eta_r \approx 0,01$.

Проанализируем теперь работу установки (рис. 6.1) при изменении высоты всасывания $H_{\text{вс}}$ от 1 до 9 м. Для этого, пользуясь значениями оптимальных геометрических параметров d_r / d_c , приведенных в табл. 6.1, вычислим отношения $Q_{\text{пол}} / Q_{\text{нас}}$ при указанном изменении высоты всасывания $H_{\text{вс}}$.

Для расчета воспользуемся нормальными и кавитационными характеристиками гидроструйных насосов, приведенными на рис. 1.13 и 1.21. Последовательность вычислений при построении характеристик $Q_{\text{пол}} / Q_{\text{нас}} - H_{\text{вс}}$ сводится к следующему. Задаваясь значениями $p_{\text{нас}}$, p_c и p_n по формулам, приведенным в п. 5.2, определяем отношения давлений $\Delta p_c / \Delta p_r$ и p_r / p_n . По рис. 1.13 и 1.21 при значениях d_r / d_c , приведенных в табл. 6.1, находим коэффициент подсоса u и кавитационный коэффициент подсоса u_k , соответствующие найденным значениям $\Delta p_c / \Delta p_r$ и p_r / p_n .

Если $u_k > u$, то кавитации в насосе не возникает и в качестве коэффициента подсоса используется величина u . В противном случае ($u_k < u$) расчетный режим по нормальным характеристикам (см. рис. 1.13) не может быть реализован из-за возникновения кавитации и в качестве коэффициента подсоса водоструйного насоса следует принять значение u_k , найденное по частным (кавитационным) характеристикам гидроструйного насоса (см. рис. 1.21).

Последовательность вычислений при значении избыточного давления насоса $p_{\text{нас}} = 0,4$ МПа приведена в табл. 6.2. Из расчета табл. 6.2 можно видеть, что в данном случае кавитация возникает при увеличении высоты всасывания до 8 м. При этом расчетное значение коэффициента подсоса составляет $u = 1,05$, в то же время по условиям кавитации может быть реализован лишь коэффициент подсоса $u_{\text{к}} = 0,95$.

Аналогичные вычисления, проведенные при $p_{\text{нас}} = 0,5$ МПа, показывают, что гидроструйный насос в этом случае во всем диапазоне изменения $H_{\text{вс}}$ (от 1 до 9 м) работает в кавитационном режиме ($u_{\text{к}} < u$). Для предотвращения кавитации можно увеличить геометрический параметр струйного насоса $d_{\text{г}}/d_{\text{с}}$ до 3,0—3,2. Но тогда с ростом полезной подачи при небольших значениях $H_{\text{вс}}$ (до 5—6 м) этот насос будет иметь более крутую рабочую характеристику и при $H_{\text{вс}} = 7$ м его относительная полезная подача составит лишь 0,1, а при $H_{\text{вс}} = 9$ м будет равна нулю.

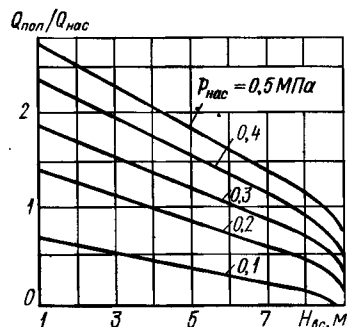


Рис. 6.2. Зависимость относительной подачи воды $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ от высоты всасывания $H_{\text{вс}}$ и создаваемого центробежным насосом давления $p_{\text{нас}}$

Поэтому если требуется увеличить полезную подачу за счет увеличения давления насоса до 0,5 МПа, то приходится мириться с тем, что в области $H_{\text{вс}} = 7 \div 9$ м гидроструйный насос будет работать в кавитационном режиме.

На рис. 6.2 приведены характеристики $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} - H_{\text{вс}}$ при разных значениях давления насоса $p_{\text{нас}}$. Отношения $d_{\text{г}}/d_{\text{с}}$, соответствующие каждой кривой на этом рисунке, приведены в табл. 6.1, а последовательность расчета по построению характеристик ясна из табл. 6.2.

Аналогично могут быть построены рабочие характеристики водовоздушных эжекторов, используемых для откачки воздуха. Для их построения необходимо использовать характеристики эжекторов, приведенные в гл. 3 (см. рис. 3.3).

На рис. 6.3 приведены характеристики водовоздушных эжекторов 7 (для откачки воздуха из коллектора 9) для условий работы их по схеме на рис. 6.1, т. е. работающих от того же насоса, что и водоструйные насосы 6, при тех же значениях $p_{\text{с}}$ и $p_{\text{н}}$. Оптимальные значения отношения $d_{\text{г}}/d_{\text{с}}$ для эжекторов отличаются от полученных выше значений (см. табл. 6.1) для водоструйных насосов. В частности, для кривых на рис. 6.3, соответствующих значениям $p_{\text{нас}} = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ МПа, они составляют соответственно 1,5; 2,0; 2,2; 2,5 и 2,7. Однако если оба струйных аппарата 6 и 7 (см. рис. 6.1) могут использоваться для перекачки как воды, так и воздуха, то их можно унифицировать и принять зна-

чения d_r/d_c , соответствующие оптимальной работе водоструйных насосов.

Необходимо заметить, что в качестве водовоздушных эжекторов в рассматриваемой установке могут быть использованы удлиненные эжекторы, исследованные Б. Е. Коренновым [30]. Хотя они имеют значительно большую длину, чем обычные эжекторы, но увеличение подачи воздуха в два и более раз, особенно в области значительных высот всасывания, дает им определенные преимущества. Кроме того, удлиненные эжекторы имеют очень простую конструкцию (труба-сопло). В целях уменьшения длины аппаратов можно рекомендовать вместо одного большого аппарата устанавливать параллельно несколько эжекторов меньших размеров.

Подводя итоги анализа рассматриваемой установки (см. рис. 6.1), можно сделать следующие выводы.

1. Эту установку целесообразно использовать в условиях работы на всасывание, когда откачиваемая жидкость после нее может отводиться самотеком.

2. При расчетной высоте всасывания 7—8 м установка обеспечивает относительную полезную подачу $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = 0,1 \div 1,2$ при изменении давления циркуляционного насоса от 0,1 до 0,5 МПа. Увеличение давления насоса сверх 0,5 МПа нецелесообразно из-за возникновения кавитации в гидроструйном насосе.

3. При тех же условиях водовоздушные эжекторы обычной конструкции [65] обеспечивают полезную относительную объемную подачу, приведенную к давлению на всасывании эжектора, $Q_{\text{воз}}/Q_{\text{нас}} = 0,2 \div 0,8$.

4. Оптимальный геометрический параметр струйного насоса при изменении давления циркуляционного насоса $p_{\text{нас}}$ от 0,1 до 0,5 МПа изменяется в небольших пределах: от 1,4 до 2,6.

5. В случае необходимости подавать жидкость после установки на заданную высоту растет противодавление в циркуляционном баке, вследствие чего резко снижается полезная подача установки и ухудшается создаваемое разрежение.

Заметим, что по схеме, приведенной на рис. 6.1, работает большинство водоотливных и водопонижающих установок, разработанных в Харьковском инженерно-строительном институте [8]. При этом малый КПД установок окупается в практике высокой надежностью и простотой их обслуживания.

Вакуумная установка, работающая как на всасывание, так и на нагнетание. В тех случаях, когда требуется обеспечить работу установки как на всасывание, так и на нагнетание откачиваемой

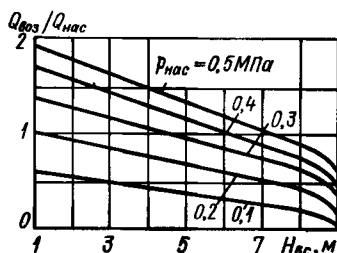


Рис. 6.3. Зависимость относительной подачи воздуха $Q_{\text{воз}}/Q_{\text{нас}}$ от высоты всасывания $H_{\text{вс}}$ и создаваемого центробежным насосом давления

жидкости, можно использовать установку, принципиальная схема которой приведена на рис. 6.4 [39]. Эта установка содержит циркуляционный бак 3, к которому в нижней части подключен центробежный насос 9. К напорному патрубку насоса 9 подключены, так же как в установке по схеме на рис. 6.1, три струйных аппарата (1, 8 и 7). Струйный аппарат 1 является грязевым эжектором, а аппараты 8 и 7 — соответственно водоструйным насосом и водовоздушным эжектором. Эти аппараты подключены всасывающими патрубками к нижней и верхней частям водосборного коллектора 10, собирающего воду и воздух из иглофильтров 11. К напорному патрубку циркуляционного центробежного насоса 9 подключен

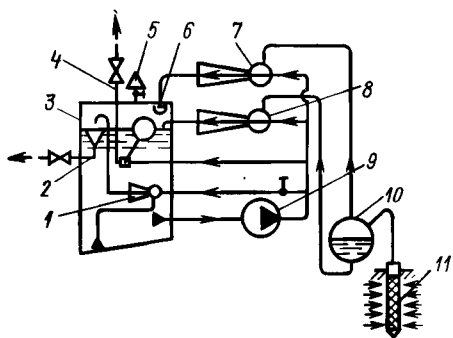


Рис. 6.4. Схема вакуумной циркуляционной установки, работающей на всасывание и нагнетание

напорный трубопровод установки 4 с поплавковым регулятором расхода, установленным в циркуляционном баке 3. Кроме того, на баке 3 смонтированы вантуз 5 и переливной трубопровод 2, в воронку которого выведен сливной трубопровод грязевого эжектора 1. На конце напорного трубопровода 4 и на переливном трубопроводе 2 установлены задвижки. Вантуз 5 может быть отключен с помощью запорного вентиля. На кон-

це сливного трубопровода водовоздушного эжектора 7 в баке 3 смонтирован сепаратор 6. Установка работает следующим образом. Циркуляционный бак 3 перед запуском заполняется водой. При включении циркуляционного насоса 9, находящегося под заливом из бака 3, вода подается под давлением насоса в сопла струйных аппаратов 1, 8, 7 и, если позволяет уровень жидкости в баке 3, через трубопровод с регулятором расхода 4 идет на сброс.

Так как при включении установки всасывающие трубопроводы струйных аппаратов 7 и 8 и коллектор 10 иглофильтров 11 не заполнены водой, то за счет сброса воды в напорный трубопровод 4 уровень жидкости в баке 3 начинает падать. При этом регулятор расхода должен закрыться и прекратить сброс воды из системы. По истечении времени, необходимого для заполнения всасывающего коллектора 10 водой из осушаемого массива, в бак 3 начинает поступать вода. При росте уровня в баке 3 регулятор расхода открывается, обеспечивая удаление воды, подаваемой гидроструйными аппаратами. На время самовсасывания грязевый эжектор 1 может быть отключен вентилем на напорном трубопроводе. При включении в работу задвижка на переливной линии 2 и вентиль на вантузе 5 открыты.

Если напор в сети, куда подается вода по трубе 4, меньше напора, создаваемого насосом 9, то сброс воды из установки может превысить ее поступление из осушаемого массива. Уровень жидкости в баке 3 начинает падать. Регулятор расхода при этом закрывается настолько, что своим гидравлическим сопротивлением компенсирует разность напора в сети и напора центробежного насоса 9. Благодаря этому установка (см. рис. 6.4) может работать автоматически при изменении напора в сети от значения, соответствующего атмосферному давлению, до значения, развиваемого насосом.

Подобным же образом будет происходить регулирование сброса, если в циркуляционный бак будет поступать большое количество воздуха.

Наиболее экономичный режим работы установки соответствует случаю, когда напор во внешней сети, к которой присоединен трубопровод 4, равен расчетному напору насоса 9.

В рассматриваемой установке созданы наиболее благоприятные условия для работы как центробежного насоса 9, так и струйных аппаратов 7 и 8. Так как циркуляционный бак 3 постоянно сообщен с атмосферой, то противодействие на выходе струйного аппарата во все время работы поддерживается равным атмосферному при любых полезных напорах, создаваемых установкой в трубопроводе 4. Откачка (всасывание) воды и воздуха ведется струйными аппаратами, которые менее чувствительны к кавитации и наличию в жидкости нерастворенных газов, чем центробежные насосы. Нагнетание же откачиваемой воды производится центробежным насосом, КПД которого значительно выше, чем гидроструйного аппарата.

Для сокращения габаритных размеров и массы установки в качестве циркуляционных насосов можно использовать высокооборотные центробежные насосы, обладающие малой допустимой высотой всасывания, так как они будут постоянно работать с подпором на всасывании.

Разделение функций центробежного насоса (работа на нагнетание) и водоструйных аппаратов (работа на всасывание) позволяет повысить гидравлический КПД η_r установок по сравнению со схемами, где струйные аппараты работают как на всасывание, так и на нагнетание (см. рис. 6.1). Это становится особенно заметным при относительно высоких напорах установки, когда доля работы, выполняемая водоструйным насосом, имеющим низкий КПД, и пропорциональная высоте всасывания, мала по сравнению с работой, выполняемой центробежным насосом, работающим на нагнетание с гораздо более высоким КПД, чем это мог бы выполнить гидроструйный насос, поднимая жидкость на ту же высоту.

Указанная схема (см. рис. 6.4) [39] реализована в установках УВВ-3-6КМ и УВВ-3-ГНОМ [64].

Так же как в схеме на рис. 5.5, в, относительная полезная мощность установки равна $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = u/(1 + u)$ (без учета работы

водовоздушного и грязевого эжекторов). Полезный напор установки будет ориентировочно равен напору центробежного насоса, если сопротивление наружной сети таково, что регулятор расхода находится в полностью открытым состоянии. Небольшое увеличение полезного напора установки будет наблюдаться из-за того, что в баке 3 возникает подпор, необходимый для сброса воздуха через вантуз, и т. п. Этот подпор можно принять равным 0,005 МПа [38].

На рис. 6.5 приведены полученные нами расчетным путем (по методике, изложенной в гл. 5) зависимости гидравлического КПД установки [см. формулу (5.22)] и относительного полезного расхода (подачи) установки от высоты всасывания при давлении

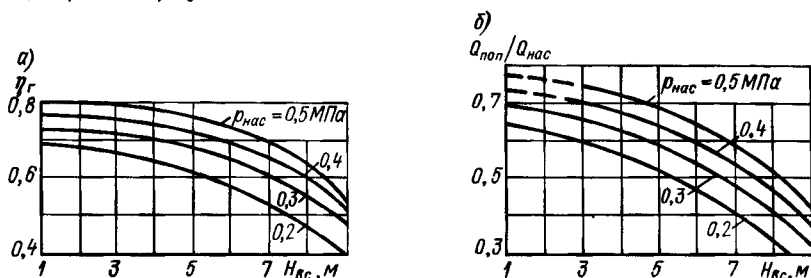


Рис. 6.5. Зависимость гидравлического КПД (а) и относительного полезного расхода (б) от высоты всасывания $H_{вс}$ и создаваемого циркуляционным насосом давления $p_{нас}$ для вакуумной установки, работающей на всасывание и нагнетание

циркуляционного насоса 9 (см. рис. 6.4), равном 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 МПа. Анализ этих графиков показывает, что относительная полезная подача $Q_{пол}/Q_{нас}$ в диапазоне изменения создаваемого насосом давления от 0,2 до 0,5 МПа при $H_{вс} = 7 \div 8$ м составляет 0,35—0,55, т. е. примерно в два раза меньше, чем для установок (см. рис. 6.1), работающих только на всасывание. Однако за счет того, что в данном случае кроме всасывания производится и нагнетание жидкости во внешнюю сеть, гидравлический КПД η_r установки при тех же значениях высоты всасывания возрастает до 0,5—0,65, т. е. примерно в два раза по сравнению с установкой по схеме на рис. 6.1.

Следует заметить, что при работе на свободный слив из бака (без противодействия) полезная подача установки по рис. 6.1 в $u + 1$ раз больше, чем установки по рис. 6.4. Однако последняя (см. рис. 6.4) при этом подает полезный расход на высоту, равную напору циркуляционного насоса. В то же время установка по рис. 6.1 работает на свободный слив. Поэтому в случае необходимости подавать откачиваемую воду на определенную высоту нужно израсходовать дополнительную энергию.

Таким образом, оптимальной областью применения установки по схеме на рис. 6.1 является работа на всасывание, т. е. при сво-

бодном сливе воды из циркуляционного бака, когда установка обеспечивает максимальную подачу, хотя ее гидравлический КПД остается низким и не превышает 0,3. При необходимости подъема откачиваемой жидкости на некоторую высоту более выгодно применять установку по схеме на рис. 6.4, которая легко преобразуется в установку по схеме на рис. 6.1. Для этого необходимо лишь закрыть задвижку на трубопроводе 4. Более подробно методика расчета и результаты сравнения этих установок приведены в работе [39].

Водопонижающая установка для больших глубин водопонижения. Установка, схема которой приведена на рис. 6.6, применяется, когда глубина понижения уровня воды относительно поверхности земли превышает 8—9 м. В этом случае в грунт погружаются иглофильтры со встроенными в них гидроструйными аппаратами. Циркуляционный насос 7 подает воду в рабочее сопло струйных насосов эжекторных иглофильтров, включенных параллельно. Подсасываемая вода вместе с рабочей подается в циркуляционный бак 3, откуда сбрасывается по переливному трубопроводу 2.

Принципиальная схема этой установки соответствует схеме, приведенной на рис. 5.5, а, при $H_1 = 0$. Поэтому для анализа установки по рис. 6.6 могут непосредственно использоваться графики, приведенные на рис. 5.6.

В целом все выводы, сделанные в настоящем параграфе в отношении установки по рис. 6.1, относятся и к установке по рис. 6.6. Однако в связи с тем, что давление рабочей воды в установке по рис. 6.6 возрастает с увеличением заглубления (величина H_2 на рис. 5.5), то при необходимости создания в иглофильтрах большего вакуума с ростом отношения p_p/p_k увеличивается опасность возникновения кавитации.

Например, при $p_{нас} = 0,4$ МПа и $H_2 = 15$ м абсолютное рабочее давление в этой установке $p_p = 0,65$ МПа. При высоте всасывания в иглофильтре $H_{вс} = 8$ м величина p_k составит 0,2 МПа, а отношение p_p/p_k будет равно 32,5. В то же время в установке по рис. 6.1 эта величина составляет при том же значении $p_{нас}$ только 25. Поэтому в струйном насосе с параметром $d_r/d_c = 2,4$ коэффициент подсоса, при котором возникает кавитация, составляет (см. рис. 1.21) в установке по рис. 6.1 $u_k = 1,0$; в то же время в установке по рис. 6.6 кавитация возникает уже при достижении коэффициентом подсоса значения $u_k = 0,85$.

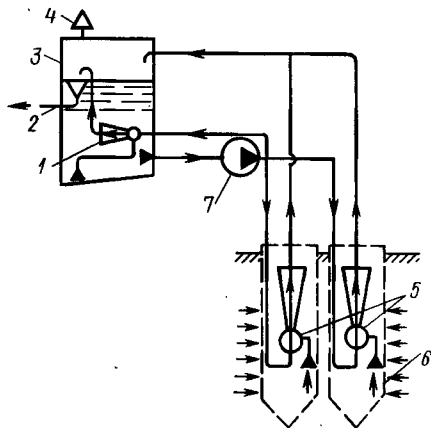


Рис. 6.6. Схема водопонижающей циркуляционной установки с встроенными в иглофильтры гидроструйными аппаратами:

1 — грязевой эжектор; 2 — переливная линия; 3 — циркуляционный бак; 4 — вантуз; 5 — гидроструйные аппараты; 6 — иглофильтры; 7 — центральный циркуляционный насос

Таким образом, эффективность установок, выполненных по схеме на рис. 6.6, при больших значениях вакуума в иглофильтрах будет меньше, чем в установках по схеме на рис. 6.1.

6.3. Установки с вакуумным баком на всасывающем трубопроводе лопастных насосов

Схема простейшей установки с вакуумным баком на всасывающей линии центробежного насоса приведена на рис. 6.7. Она предназначена для обеспечения самовсасывания центробежного насоса, расположенного выше уровня воды в источнике. Первоначально вакуумный бак 3 заполняется водой до уровня $b-b$ присоединения всасывающей трубы 2. При включении насоса 4 вода откачивается в сеть, что создает в баке 3 разрежение, достаточное для подъема воды из источника по трубе 2. Вычислить объем вакуумного бака, необходимый для осуществления процесса самовсасывания центробежного насоса, можно исходя из следующих соображений.

Рис. 6.7. Схема установки с вакуумным баком и приемным клапаном на всасывающем трубопроводе:

1 — приемный клапан; 2 — всасывающий трубопровод; 3 — вакуумный бак; 4 — центробежный насос; 5 — обратный клапан

Весь объем бака разделим на три части. В верхней части (от сечения $a-a$ до сечения $b-b$) расположена «мертвая» зона, всегда заполненная воздухом. Объем этой зоны V_0 определяется из конструктивных соображений и связан с формой вакуумного бака, способом присоединения всасывающего трубопровода и т. п. Средняя часть бака (между сечениями $b-b$ и $c-c$) представляет собой рабочий объем. При включении насоса уровень жидкости находится в сечении $b-b$, а в момент начала поступления жидкости из источника по всасывающей трубе уровень жидкости перемещается в сечение $c-c$. Объем нижней части бака (ниже сечения $c-c$) также назначается из конструктивных соображений: предотвращения образования воздушной воронки на всасывании, создания резерва воды в баке для повторного запуска насоса и т. п. Объем нижней части бака, заполненный водой, не влияет на объем рабочей части бака между сечениями $b-b$ и $c-c$, который обозначим через $V_{\text{раб}}$.

Следует помнить, что к объему «мертвой» зоны V_0 необходимо прибавить объем воздуха $V_{\text{вс}}$, содержащегося перед первым запуском во всасывающей трубе: $V_{\text{вс}} = \pi D_{\text{вс}}^2 l_{\text{вс}} / 4$, где $D_{\text{вс}}$, $l_{\text{вс}}$ — внутренний диаметр и длина всасывающей трубы 2 от уровня жидкости в источнике до места присоединения ее к вакуумному баку.

Записывая уравнение Бойля—Мариотта для объема воздуха в вакуумном баке при включении насоса и при начале посту-

пления в бак воды из всасывающего трубопровода, получим

$$(V_0 + V_{\text{вс}}) p_{\text{атм}} = (V_0 + V_{\text{раб}}) p_{\text{мин}}, \quad (6.1)$$

где $p_{\text{атм}}$, $p_{\text{мин}}$ — абсолютные значения соответственно атмосферного давления и давления в вакуумном баке в момент начала поступления туда воды из всасывающего трубопровода.

Выразим из этого уравнения рабочий объем бака:

$$V_{\text{раб}} = \frac{V_{\text{вс}}}{p_{\text{мин}}} + V_0 \frac{0,1 - p_{\text{мин}}}{p_{\text{мин}}}. \quad (6.2)$$

Абсолютное минимальное давление $p_{\text{мин}}$ можно выразить через параметры установки:

$$p_{\text{мин}} = 0,1 - \rho g (H_{\text{вс}} + \sum h), \quad (6.3)$$

где $H_{\text{вс}}$ — геодезическая высота всасывания; $\sum h$ — сумма линейных и местных потерь напора во всасывающем трубопроводе установки¹.

Рассматривая формулу (6.2), можно видеть, что рабочий объем вакуумного бака $V_{\text{раб}}$ возрастает обратно пропорционально абсолютному давлению всасывания $p_{\text{мин}}$, т. е. с уменьшением этого давления сильно возрастает.

Значительное влияние на рабочий объем вакуумного бака оказывает объем «мертвой» зоны V_0 , особенно при $p_{\text{мин}} < 0,05$ МПа. Так, при высоте всасывания 8 м и $p_{\text{мин}} = 0,02$ МПа имеем $(0,1 - p_{\text{мин}})/p_{\text{мин}} = 4$. Таким образом, при вычислении рабочего объема $V_{\text{раб}}$ к величине $V_{\text{вс}}/p_{\text{мин}} = 5V_{\text{вс}}$ необходимо в данном случае прибавить учетверенный объем «мертвой» зоны V_0 [см. формулу (6.2)].

Особенно неблагоприятные условия для обеспечения самовсасывания насоса возникают, если после остановки насоса, когда жидкость в вакуумном баке будет находиться на уровне $c-c$ (рис. 6.7), бак наполнится воздухом и давление в нем станет равным атмосферному. Это может происходить из-за неплотности всасывающей линии или за счет выделения газов из воды. В таких условиях самовсасывание насоса при последующих запусках может быть не обеспечено. Действительно, при полном опорожнении всасывающей трубы и заполнении бака воздухом до уровня $c-c$ необходимый для обеспечения самовсасывания рабочий объем жидкости в вакуумном баке $V'_{\text{раб}}$ может быть вычислен по формуле

$$V'_{\text{раб}} = \frac{V_{\text{вс}}}{p_{\text{мин}}} + (V_0 + V_{\text{раб}}) \frac{0,1 - p_{\text{мин}}}{p_{\text{мин}}}, \quad (6.4)$$

где $V_{\text{раб}}$ — объем, определяемый по формуле (6.2).

¹ Принимая местные потери напора равными 20 % от потерь напора по длине трубы, а скорость движения жидкости во всасывающей трубе равной 0,8 м/с, можно для труб диаметром 100—150 мм воспользоваться формулой $\sum h = 0,015 l_{\text{пол}}$, где $l_{\text{пол}}$ — полная длина всасывающей трубы.

Представим формулу (6.4) в виде

$$V'_{\text{раб}} = \frac{V_{\text{вс}}}{\rho_{\text{min}}} + V_0 \frac{0,1 - \rho_{\text{min}}}{\rho_{\text{min}}} + V_{\text{раб}} \frac{0,1 - \rho_{\text{min}}}{\rho_{\text{min}}}.$$

Далее получим

$$V'_{\text{раб}} = V_{\text{раб}} + V_{\text{раб}} \frac{0,1 - \rho_{\text{min}}}{\rho_{\text{min}}} = V_{\text{раб}} \left(1 + \frac{0,1 - \rho_{\text{min}}}{\rho_{\text{min}}} \right) = \frac{0,1 V_{\text{раб}}}{\rho_{\text{min}}}. \quad (6.5)$$

Отсюда следует, что в данном случае запас воды в баке должен быть в $0,1/\rho_{\text{min}}$ раз больше $V_{\text{раб}}$. Так, при вакуумметрической высоте всасывания 8 м ($\rho_{\text{min}} = 0,02$ МПа) требуемый объем воды в баке для второго запуска (если после первого вакуумный бак заполнился воздухом) должен быть в пять раз больше, чем при первом запуске.

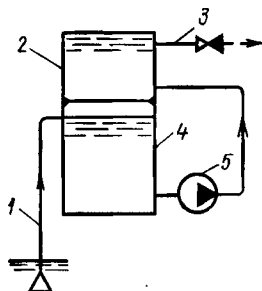


Рис. 6.8. Схема установки с вакуумным баком, состоящим из двух секций:

1 — всасывающий трубопровод; 2 — вспомогательный бак; 3 — напорный трубопровод; 4 — основной бак; 5 — центробежный насос

В установках, выполненных по схеме на рис. 6.7, для предотвращения заполнения баков воздухом предусмотрены приемный 1 и обратный 5 клапаны. Однако при редком включении насоса малейшая неплотность во всасывающей магистрали, вакуумном баке или насосе приводит к подосу воздуха в бак, а следовательно, к срыву последующего запуска насоса в режиме самовсасывания.

В литературе описаны различные технические решения по поддержанию достаточного для запуска объема воды в вакуумных баках. Одним из наиболее простых решений является устройство вспомогательного бака (рис. 6.8), включенного в разрыв напорного трубопровода насоса или подключенного к напорному трубопроводу [21]. В этом случае устройство приемного клапана на всасывающем трубопроводе установки является необязательным.

Однако для обеспечения заполнения основного вакуумного бака после остановки насоса на вспомогательном 2 и основном 4 баках желательно устанавливать воздушные клапаны для впуска воздуха в бак 2 и выпуска его из бака 4. Такие клапаны, несомненно, снижают надежность установок в целом, особенно при работе на загрязненных жидкостях. Поэтому в практике воздушные клапаны на баках обычно не устанавливают, полагая, что перепуск воды из бака 2 в бак 4 будет происходить сразу после остановки насоса 5, когда в баке 4 еще имеется вакуум. Для обеспечения же слива воды из бака 2 обычно бывает достаточно неплотностей в напорной магистрали. Кроме того, на баке 2 можно установить трубку небольшого диаметра с обратным клапаном. Такая трубка

выводится в приемный резервуар для обеспечения сброса воды в период работы насоса, если обратный клапан по каким-либо причинам не закроется. Объем воды во вспомогательном баке можно принять равным рабочему объему $V_{\text{раб}}$, вычисляемому по формуле (6.2).

На рис. 6.9 приведено другое техническое решение [72] по поддержанию заданного объема воды в вакуумном баке. В этом случае после включения насоса начинается подача жидкости в вакуумный бак по ответвлению от напорного трубопровода насоса с поплавковым клапаном 3, установленным в баке

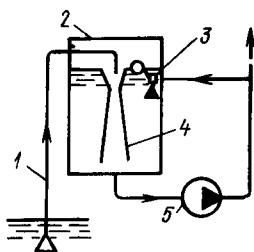


Рис. 6.9. Схема установки с подпиткой вакуумного бака водой от напорного трубопровода и отсосом воздуха центробежным насосом:

1 — всасывающий трубопровод;
2 — вакуумный бак; 3 — поплавковый клапан; 4 — труба Вентури; 5 — центробежный насос

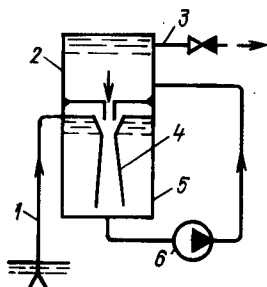


Рис. 6.10. Схема установки с подпиткой вакуумного бака из вспомогательного бака и отсосом воздуха центробежным насосом:

1 — всасывающий трубопровод;
2 — вспомогательный бак; 3 — напорный трубопровод; 4 — труба Вентури; 5 — основной бак; 6 — центробежный насос

2. Как только уровень в баке 2 достигнет заданной отметки, поплавковый клапан закроется и прекратит подачу воды в бак. Кроме того, предусмотрен отсос воздуха из бака самим работающим насосом 5 через трубу Вентури 4, установленную над всасывающим отверстием насоса 5. При этом всасывающий трубопровод 1 установки введен в трубу 4 как сопло, и в целом образуется водовоздушный эжектор. Недостатком данной схемы является то, что отсасываемый в больших количествах из бака воздух может приводить к неустойчивой работе и снижению КПД центробежного насоса. Поэтому схема может применяться лишь при перекачке жидкостей с небольшим содержанием газа.

Несколько по-иному решен вопрос удаления воздуха и пополнения объема воды в баке установки, схема которой приведена на рис. 6.10¹. Так же как в предыдущей схеме, для отсоса газа из бака служат труба Вентури 4 и центробежный насос 6. Однако рабочая жидкость в трубу Вентури подается из имеющегося в схеме (аналогично установке по рис. 6.8) вспомогательного бака 2.

¹ Пат. 3.730.646 (США).

В перегородке между основным и вспомогательным баками смонтировано сопло, входящее в трубу Вентури. При работе насоса из бака 2 в бак 3 подается под напором жидкость, увлекающая воздух во всасывающую трубу насоса 6. После остановки насоса 6 сопло служит для пополнения нижнего бака жидкостью.

Приведенные на рис. 6.7—6.10 схемы установок предназначены в основном для обеспечения самовсасывания центробежных насосов в случаях, если требуется автоматизировать их пуск.

В последние годы такие установки применяют на автоматизированных канализационных и дренажных насосных станциях, что снижает затраты на строительство и упрощает работы по возведению подземной части станции.

Более широкое применение установки с вакуумным баком на всасывающей линии нашли, особенно в зарубежной практике, для вакуумного водоотлива и водопонижения [8, 64]. Однако в этих случаях в вакуумные баки из осушаемого объема может поступать значительное количество воздуха. Поэтому описанные выше решения по удалению газа (см. рис. 6.7—6.10) из баков не обеспечивают нужной подачи газа. В связи с этим в разработанных как у нас в стране, так и за рубежом водоотливных установках с вакуумным баком на всасывающей линии насоса [8, 64] предусмотрены два агрегата для раздельной прокачки воды и воздуха. В большинстве случаев для удаления воздуха из вакуумных баков устанавливаются различного вида вакуумные насосы. Это не только усложняет и удорожает установки, но и снижает их надежность и ресурс. Поэтому в ряде схем вакуум-насосы заменяются водовоздушными эжекторами.

На рис. 6.11 приведена одна из возможных схем водопонижающих установок с вакуумным баком¹, разработанная в Харьковском инженерно-строительном институте [7, 8] под названием ПУВВ-4Е (передвижная установка вакуумного водопонижения). В этой установке центробежный насос 3 забирает воду из вакуумного бака 5 и подает ее в рабочее сопло водовоздушного эжектора 6, после чего вода вместе с воздухом поступает во вспомогательный бак 9. Благодаря работе эжектора и откачке воды насосом 3 в баке 5 поддерживается необходимый для водопонижения с иглофильтрами вакуум. Для поддержания уровня воды в вакуумном баке служит труба с электрозадвижкой 11, которая открывается или закрывается от датчика уровня в баке 5. Вода, откачиваемая из грунта, сбрасывается из бака 9 по переливной трубе 10, а воздух, отделенный в сепараторе 7, выходит в атмосферу через вентиль 8.

Замена в данной установке вакуумных насосов на водовоздушный эжектор позволила существенно упростить обслуживание и сократить стоимость установки. Применение для регулирования задвижки с электроприводом снижает надежность работы уста-

¹ А. с. 447484 (СССР).

новки, особенно в условиях строительной площадки. Однако эта задвижка может быть заменена поплавковым клапаном или задвижкой с гидравлическим приводом.

Установка по схеме на рис. 6.11 работает только на всасывание, не позволяя отводить откачиваемую из грунта воду под давлением. В тех случаях, когда требуется создать напор воды после установки, применяют другие конструкции.

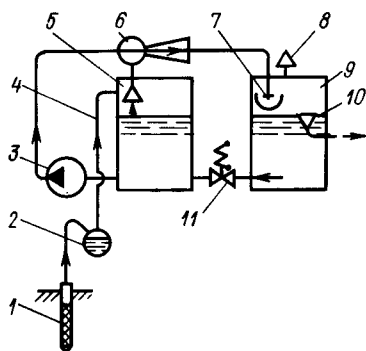


Рис. 6.11. Схема вакуумной водопонижающей установки, работающей на всасывание, с вакуумным баком на всасывающем трубопроводе центробежного насоса:

1 — иглофильтр; 2 — сборный коллектор иглофильтров; 3 — центробежный насос; 4 — всасывающий трубопровод установки; 5 — вакуумный бак; 6 — водовоздушный эжектор; 7 — сепаратор; 8 — вантуз; 9 — вспомогательный бак; 10 — переливная труба; 11 — задвижка с электроприводом

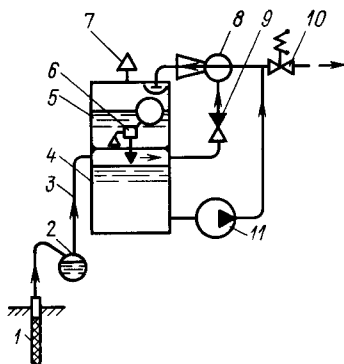


Рис. 6.12. Схема вакуумной водопонижающей установки, работающей на всасывание и нагнетание, с вакуумным баком на всасывающем трубопроводе центробежного насоса:

1 — иглофильтр; 2 — сборный коллектор; 3 — всасывающий трубопровод; 4 — основной вакуумный бак; 5 — вспомогательный бак; 6 — поплавковый клапан; 7 — вантуз; 8 — водовоздушный эжектор; 9 — обратный клапан; 10 — задвижка с электроприводом; 11 — центробежный насос

На рис. 6.12 приведена схема установки с вакуумным баком, которая может работать на всасывание и нагнетание жидкости¹. В этой установке центробежный насос 11 забирает воду из основной секции вакуумного бака 4, подает ее в рабочее сопло водовоздушного эжектора 8 и, если задвижка 10 открыта, на сброс под напором насоса. Эжектор 8 откачивает воздух из бака 4 и тем самым создает условия для водопонижения с иглофильтрами. Смесь воды и воздуха после эжектора 8 поступает во вспомогательный бак 5, где разделяется: воздух выходит через вантуз 7 в атмосферу, а вода через поплавковый клапан возвращается в вакуумный бак 4. Если из водопонижительных скважин откачивается большое количество воды, то уровень в баке 4 повышается. Это является сигналом на открытие задвижки 10 и сброс воды по напорной трубе. Задвижка 10, как и в установке по рис. 6.4, может быть заменена регулятором расхода с поплавковым клапаном, установ-

¹ А. с. 533753 (СССР).

**Объем вакуумного бака на всасывающей линии центробежного насоса
в зависимости от высоты всасывания $H_{вс}$, диаметра
и длины всасывающей линии**

Геометриче- ская высота всасывания $H_{вс}$, м	Полиый объем вакуумного бака $V_{пол}$, м ³ , при длине не запол- ненной водой всасывающей трубы, м ¹						
	5	10	15	20	30	40	50
1	0,8	0,8	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
	1,1	1,2	1,4	1,4	1,6	1,9	2,1
2	0,9	0,9	0,9	0,9	1,0	1,1	1,3
	1,2	1,3	1,4	1,5	1,7	2,1	2,4
3	0,9	0,9	0,9	1,0	1,1	1,3	1,6
	1,3	1,4	1,5	1,6	2,0	2,2	2,7
4	0,9	1,0	1,0	1,1	1,3	1,7	1,7
	1,4	1,5	1,7	1,9	2,3	2,5	3,4

¹ В числителе приведены данные для всасывающей трубы диаметром 100 мм,
в знаменателе — 150 мм.

ленным в баке 4. Это позволяет полностью автоматизировать работу установки без применения электрооборудования.

Отметим, что всем установкам с вакуумным баком на всасывающем трубопроводе насоса присущ существенный недостаток: при больших высотах всасывания насосы в этих установках могут работать в кавитационном режиме, что существенно снижает их показатели и приводит к преждевременному выходу из строя.

Расчет элементов водопонижающих установок может быть выполнен с использованием материалов гл. 3 (по водовоздушным эжекторам) и гл. 4 (по центробежным насосам, в том числе работающим при больших высотах всасывания в режиме саморегулирования).

В качестве примера приведем ориентировочные данные для подбора полного объема вакуумных баков, используемых для обеспечения самовсасывания центробежных насосов при их запуске (см. рис. 6.7). Диаметр всасывающего трубопровода 100 и 150 мм. Геометрическая высота всасывания от 1 до 4 м. Расчет сведен в табл. 6.3.

Данные табл. 6.3 соответствуют наиболее неблагоприятным случаям работы установок и могут быть уточнены в конкретных ситуациях по приведенным выше зависимостям.

6.4. Установки для повышения вакуумметрической высоты всасывания лопастных насосов

В п. 4.2 приведены методы регулирования нормальных характеристик лопастных насосов. Рассмотрим некоторые методы повышения располагаемого надкавитационного напора, достаточного для подавления кавитации в насосах.

Для обеспечения нормальных условий работы лопастного насоса необходимо, чтобы фактическая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}}$ не превосходила допустимой $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, или, иначе говоря, чтобы располагаемый (фактический) надкавитационный напор (кавитационный запас) Δh был больше критического $\Delta h_{\text{кр}}$, соответствующего заданным условиям работы. Обычно это достигается соответствующим расположением насоса относительно уровня жидкости в приемном резервуаре (источнике) и выбором таких размеров всасывающей линии, при которых сумма геометрической высоты всасывания и потерь напора на всасывании не превышает допустимой вакуумметрической высоты всасывания по характеристике насоса.

Повышение фактической высоты всасывания насосов дает определенные технологические и технико-экономические преимущества: снижает стоимость насосных станций, увеличивает срок службы насосов, обеспечивает работу насоса с максимальным КПД и т. п.

Можно назвать несколько основных случаев, когда требуется увеличить располагаемый надкавитационный напор насосов для обеспечения их нормального функционирования:

1) при заборе насосами жидкости из источников с большой амплитудой колебания уровня (например, на насосных станциях первого подъема в системах водоснабжения);

2) при работе насосов на нагретых (а также перегретых) жидкостях и жидкостях с высоким давлением насыщенных паров;

3) при обеспечении бескавитационных условий работы насосов, имеющих значительную частоту вращения (насосы ЖРД и т. п.).

Если в условиях реальной эксплуатации не удастся установить насос в системе так, что будет обеспечен требуемый надкавитационный напор, то приходится искусственным путем повышать давление на всасывании насоса.

Одним из методов повышения давления на всасывании насосов является установка бустерного насоса, создающего подпор перед основным насосом. В качестве бустерных можно применять гидроструйные

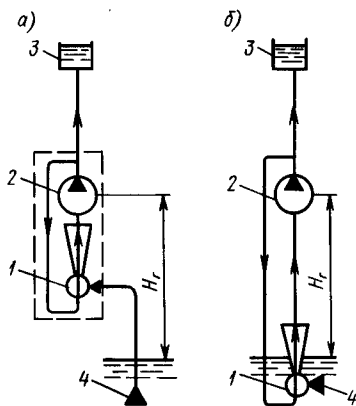


Рис. 6.13. Схемы циркуляционных установок с гидроструйными насосами для повышения располагаемого надкавитационного напора лопастных насосов: а — со встроенным в лопастный насос струйным бустером; б — с гидроструйным насосом, расположенным в приемном резервуаре;

1 — гидроструйный насос; 2 — лопастный насос; 3 — резервуар потребителя жидкости; 4 — всасывающий патрубок установки

насосы, рабочей жидкостью в которых является жидкость, перекачиваемая основным (лопастным) насосом. На рис. 6.13. приведены принципиальные схемы насосных установок с бустерными гидроструйными насосами.

Установки, схемы которых изображены на рис. 6.13, отличаются лишь местом расположения струйного бустерного насоса. В первом случае (рис. 6.13, а) гидроструйный насос 1 смонтирован вместе с лопастным насосом 2 в единый агрегат, обведенный на рисунке штриховой линией. Такие установки используют, например, для обеспечения водой мелких потребителей при расположении насоса выше уровня воды в источнике на 7 м, а иногда и более [26]. Установку по рис. 6.13, б при раздельном расположении лопастного 2 и гидроструйного 1 насосов применяют на крупных насосных станциях, забирающих воду из источников с большой амплитудой колебания воды, если такие колебания носят эпизодический и кратковременный характер. Если в данном случае насосы устанавливать ниже минимального уровня воды, то это приводит к существенному удорожанию и усложнению строительно-монтажных работ. Поэтому насос ставят на более высокой геодезической отметке, а в период падения уровня включают подачу жидкости к гидроструйному насосу, который создает недостающий подпор на всасывании [23].

В ряде случаев гидроструйный насос как таковой в схеме отсутствует. Вместо него используют впуск жидкости под напором в прямой участок всасывающей трубы через специальное сопло, связанное трубой с напорным патрубком лопастного насоса [46]. На эффективности таких гидроструйных насосов остановимся ниже.

Принцип действия установок по рис. 6.13 не отличается от принципа работы установки, изображенной на рис. 5.5, в (см. п. 5.2), а также на рис. 5.3, в, г. В основу расчета рассматриваемых установок (рис. 6.13) могут быть положены результаты, приведенные в п. 5.2 (табл. 5.1, 5.2 и рис. 5.6). Особенностью работы установок для повышения высоты всасывания насосов является малый относительный подпор на всасывании, составляющий 0,5—3 м вод. ст., и значительный коэффициент подсоса струйного аппарата.

В табл. 6.4 приведены показатели работы установок, принципиальные схемы которых показаны на рис. 6.13. Данные получены с использованием табл. 5.2, а также обобщенных нормальных (см. рис. 1.13) и кавитационных (см. рис. 1.21) характеристик гидроструйных насосов. Предполагается, что в качестве струйного аппарата использован гидроструйный насос, сконструированный для достижения оптимальных показателей в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 1.5.

Рассматривая табл. 6.4, можно видеть, что для увеличения относительного надкавитационного напора на величину 0,0126—0,105 от напора насоса требуется через сопло гидроструйного

**Показатели установок с гидроструйными насосами
для повышения надкавитационного напора лопастных насосов**

Относительное повышение надка- витационного на- пора $\Delta h/H_{\text{нас}}$	Относительный расход жидкости на работу струй- ного насоса $Q/Q_{\text{нас}}$	Относительный полезный рас- ход агрегата $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$	Гидрав- личе- ский КПД η_r	Параметр струйного насоса d_r/d_c
0,0126	0,09	0,91	0,920	8,5
0,0155	0,10	0,90	0,917	7,6
0,0183	0,11	0,89	0,901	7,1
0,0215	0,12	0,88	0,900	6,6
0,0256	0,13	0,87	0,888	5,9
0,0283	0,14	0,86	0,880	5,6
0,0315	0,15	0,85	0,878	5,4
0,0352	0,16	0,84	0,870	5,1
0,0395	0,17	0,83	0,860	4,8
0,0450	0,18	0,82	0,852	4,5
0,0526	0,20	0,80	0,843	4,2
0,0605	0,22	0,78	0,830	3,8
0,0710	0,24	0,76	0,816	3,5
0,0850	0,26	0,74	0,800	3,3
0,1050	0,29	0,71	0,780	3,1

насоса пропустить расход жидкости, составляющий 0,09—0,29 от подачи насоса. При этом КПД агрегата будет равен 0,92—0,78 от КПД насоса, работающего без струйного аппарата. Геометрический параметр струйного насоса d_r/d_c при этом изменяется от 8,5 до 3,1.

Например, при напоре центробежного насоса 50 м для увеличения надкавитационного напора на 1 м ($\Delta h/H_{\text{нас}} = 0,02$) необходимо через сопло гидроструйного насоса пропустить примерно 12 % от расхода жидкости, перекачиваемой насосом.

С уменьшением напора насоса относительный расход, идущий на работу гидроструйного насоса, возрастает. Так, при напоре насоса 20 м отношение $\Delta h/H_{\text{нас}}$ составит 0,05. При этом для повышения надкавитационного напора на 1 м придется (см. табл. 6.4) затратить примерно 20 % от подачи насоса.

Недостаток напора основного насоса в ряде случаев требует для увеличения высоты всасывания крупных низкозапорных насосов устанавливать дополнительный высоконапорный насос, подающий жидкость в сопло гидроструйного насоса. Так, если в рассмотренном выше примере взять для подачи жидкости в гидроструйный аппарат дополнительный насос с напором около 100 м, то количество воды, расходуемой на создание дополнительного напора $\Delta h = 1$ м, сократится до 8 % от подачи основного насоса.

Установка гидроструйного насоса на всасывающем патрубке лопастных насосов существенно усложняют их эксплуатацию в период, когда струйный аппарат не работает. Кроме того, камера смещения в определенной степени уменьшает сечение всасывающего трубопровода.

В целях уменьшения габаритных размеров на всасывающем трубопроводе лопастных насосов можно применять кольцевые струйные насосы (см. рис. 1.1, б), которые улучшают условия работы основного насоса в период, когда гидроструйный насос не работает. Поэтому в ряде случаев струю воды впускают непосредственно во всасывающий трубопровод насоса [75]. Тогда рабочее сопло и всасывающий трубопровод образуют вместе бездиффузорный гидроструйный насос. Как показано в п. 1.2, такой насос создает более низкий перепад давления. В диапазоне работы установок, приведенном в табл. 6.4, величина $\Delta h/H_{\text{нас}}$ для бездиффузорных насосов составляет 50—60 % от значений, указанных в первом столбце этой таблицы.

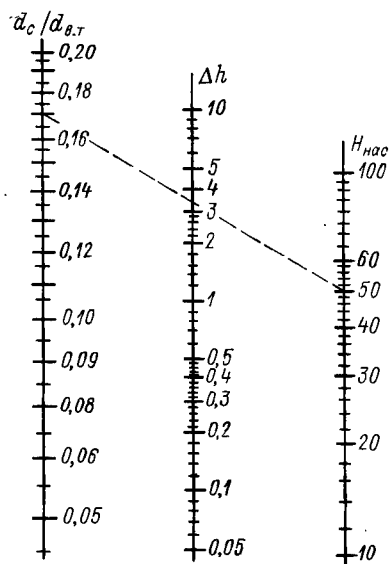


Рис. 6.14. Номограмма для решения уравнения (6.6)

В. Ф. Тольцман на основании экспериментов вывел формулу для определения приращения напора при впуске струи жидкости во всасывающий трубопровод на-

соса. Эту формулу можно представить в следующем несколько измененном виде:

$$\Delta h/H_{\text{нас}} = 4 (d_c/d_{\text{в.т}})^{2,33}, \quad (6.6)$$

где d_c — диаметр выходного сечения сопла; $d_{\text{в.т}}$ — диаметр всасывающего трубопровода насоса на участке впуска в него струи воды.

Эту формулу можно использовать для определения диаметра сопла d_c при заданной величине $\Delta h/H_{\text{нас}}$ и известном диаметре всасывающего трубопровода $d_{\text{в.т}}$. Расчеты также можно выполнять по номограмме (рис. 6.14), составленной В. Ф. Тольцманом.

Необходимо помнить, что для выравнивания поля скоростей после рабочего сопла требуется прямой участок всасывающего трубопровода не менее $5d_{\text{в.т}}$ [желательно $(7+10)d_{\text{в.т}}$]. При диаметре всасывающих трубопроводов 500—1000 мм длина такого участка должна быть не менее 2,5—5 м. Это не всегда может быть выполнено в натуре, особенно при вертикальном располо-

жении всасывающих труб. Поэтому установки по рис. 6.13 находят более широкое применение для небольших насосов. Установки со встроенными струйными насосами (рис. 6.13, а) применяют при высоте всасывания насосов до 7—7,5 м. При необходимости поднимать жидкость лопастными насосами с большей глубины применяют установки по рис. 6.13, б, которые более подробно рассмотрены в гл. 7.

Особый интерес представляет использование установок по рис. 6.13, б при перекачке нагретых жидкостей, например конденсатными или питательными насосами теплоэнергетических систем. Применение этой схемы позволяет уменьшить высоту расположения приемных резервуаров установок относительно насоса. Расчет их может быть выполнен в соответствии с общей методикой, приведенной в п. 5.2.

Рассмотрим особенности работы лопастных насосов в циркуляционных замкнутых системах, работающих на нагретых жидкостях (см. рис. 5.4, в, г). Повышение располагаемого (фактического) кавитационного запаса (надкавитационного напора) лопастных насосов в этих системах является актуальной задачей в связи с повышением температурных параметров и работой водяных систем охлаждения различного оборудования при температурах выше 100 °С.

Схема одной из таких систем приведена на рис. 6.15 [22]. Жирной линией выделена основная технологическая схема. Лопастной насос 1 обеспечивает циркуляцию жидкости через охлаждаемое оборудование 2 (например, ДВС, радиоэлектронное или другое оборудование). Циркулирующая жидкость при охлаждении оборудования 2 нагревается. Для охлаждения ее пропускают через теплообменный аппарат 6, в качестве которого можно использовать водовоздушный теплообменник. После аппарата 6 жидкость возвращается к насосу 1.

В схеме на рис. 6.15 кроме замкнутого контура *1a2b6g1* имеется вспомогательный контур *b3cdg* (пока не будем рассматривать работу антикавитационного бустерного насоса 7, полагая, что линия *d—g* соединена напрямую, минуя гидроструйный насос, а линия *a—f* отсутствует). В состав этого вспомогательного контура кроме расширительного бака 4 входит устройство для очистки жидкости 3, например фильтр. Назначением вспомогательного контура кроме компенсации температурных деформаций жидкости

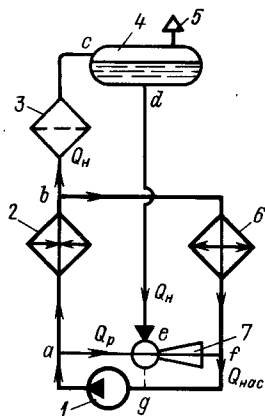


Рис. 6.15. Схема замкнутой циркуляционной установки с антикавитационным струйным бустерным насосом:

- 1 — лопастной насос; 2 — охлаждаемое оборудование; 3 — устройство для очистки жидкости; 4 — расширительный бак; 5 — выпуск пара и газа; 6 — водовоздушный теплообменник; 7 — гидроструйный насос

является отделение от нее выделяющихся из воды при высокой температуре пара и газов. Кроме того, в системах охлаждения, работающих на обессоленной воде, во вспомогательном контуре вода может подвергаться дополнительной очистке для удаления примесей, выделяемых в воду охлаждаемым оборудованием. Выделившиеся газы и пар могут из расширительного бака 4 отсасываться (под вакуумом) или отводиться под избыточным давлением.

Через вспомогательный контур *b3cdg* пропускается небольшая часть (Q_n) от общего расхода жидкости, циркулирующей в системе (обычно до 10 %). Расширительный бак 4 подключается перед насосом 1 к основному контуру (точка *g*). За счет гидростатического давления, обусловленного высотой расположения расширительного бака, должно быть предотвращено вскипание жидкости в системе и создан необходимый надкавитационный запас Δh на всасывании центробежного насоса. С увеличением температуры воды в системах выше 100 °С требуемая высота расположения расширительного бака 4 становится неприемлемой по техническим соображениям [22]. Поэтому было предложено¹ установить в схему (рис. 6.15) гидроструйный насос 7, подключив его по лопатке рабочего сопла к напорному трубопроводу центробежного насоса 1 в точке *a*. Напорный патрубок струйного насоса подключают к всасывающему трубопроводу насоса в точке *f*. При этом трубопровод от расширительного бака вместо точки *g* соединяют с всасывающим патрубком струйного насоса 7 в точке *e*. Через рабочее сопло струйного насоса циркулирует расход жидкости Q_p . Струйный насос будет подсасывать пассивную жидкость Q_n , которая циркулирует через вспомогательный контур *bcde*.

Работу установки по рис. 6.15 можно описать, используя методику расчета, приведенную в п. 5.2.

Гидроструйный насос 7 создает на выходе в точке *f* абсолютное давление p_c . Это давление, передаваясь через лопастной насос 1, повышает давление на выходе насоса 1 (в точке *a*) до значения $p_{нас} + p_c$. Давление на входе в гидроструйный насос (точка *e*) определяется гидростатическим давлением, зависящим от высоты расположения расширительного бака 4, а также от избыточного давления или вакуума в этом баке.

Обозначим абсолютное давление в баке через p_n . Тогда отношение $\Delta p_c / \Delta p_p$ безразмерных давлений p_p , p_c и p_n у гидроструйного насоса можно записать в виде

$$\Delta p_c / \Delta p_p = (p_c - p_n) / (p_{нас} + p_c - p_n) = 1 / [1 + p_{нас} / (p_c - p_n)].$$

Это выражение соответствует формулам (5.6) и (5.6а). Таким образом, для анализа работы установки по рис. 6.14 можно использовать результаты, полученные ранее в п. 5.2 при рассмотрении установки, схема которой показана на рис. 5.5, в. Единствен-

¹ А. с. 819375 (СССР).

Основные параметры установки,
выполненной по схеме на рис. 6.15

Параметры струйного насоса			Относительный расход рабочей воды $Q_p/Q_{нас}$ при следующих значениях относительного расхода вспомогательного контура x				
u	$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$	$\frac{p_c - p_n}{p_{нас}}$	0,01	0,02	0,03	0,05	0,08
0,1	0,55	1,22	0,100	0,200	0,300	0,500	0,800
0,2	0,48	0,91	0,050	0,100	0,150	0,250	0,400
0,3	0,42	0,725	0,033	0,067	0,100	0,170	0,270
0,4	0,35	0,64	0,025	0,050	0,075	0,125	0,200
0,8	0,26	0,35	0,0125	0,025	0,0375	0,065	0,100
1,2	0,19	0,24	—	0,017	0,025	0,042	0,067
1,6	0,15	0,17	—	0,0125	0,019	0,031	0,050
2,0	0,12	0,13	—	0,010	0,015	0,025	0,040

ным отличием в данном случае является то (см. рис. 5.5, а), что бак 2 и бак 1 совмещены в один. При этом высота расположения бака 4 на рис. 6.14 выбрана из технологических соображений таким образом, что при движении жидкости от насоса 1 по линии *abc* напор насоса 1 расходуется на преодоление геометрической высоты и трения. Жидкость из бака 4 возвращается на всасывание гидроструйного насоса 7 в точке *e* под действием давления в баке 4 и разности отметок расширительного бака и гидроструйного насоса.

Таким образом, с учетом результатов, полученных в п. 5.2, давление p_c на всасывании насоса 1 может быть определено, если известно отношение $(p_c - p_n)/p_{нас}$. Это отношение, как следует из п. 5.2, является функцией геометрического параметра d_p/d_c и коэффициента подсоса u гидроструйного насоса.

Расходом во вспомогательном контуре *bcde* (рис. 6.14) обычно задаются из условий обеспечения необходимой степени очистки жидкости от пара, газа и других примесей и принимают равным 2—8 % от подачи насоса. Обозначим относительный расход в этом контуре через x , т. е. $Q_n/Q_{нас} = x$. Учитывая, что величина Q_n представляет собой расход пассивного потока гидроструйного насоса, относительный расход рабочей жидкости $Q_p/Q_{нас}$ можно определить из соотношения для коэффициента подсоса струйного аппарата $u = Q_n/Q_p$. Отсюда $Q_p/Q_{нас} = x/u$. Поэтому, зная коэффициент подсоса u , можно найти и расход рабочей жидкости $Q_p/Q_{нас}$. Расход рабочей жидкости приходится поддерживать в определенных пределах. При увеличении его уменьшается расход через охлаждаемое оборудование, растет теплонапряженность и увеличивается градиент температуры. Все это нежелательно в связи с возможностью перегрева оборудования и выхода его

из строя из-за температурных напряжений. Кроме того, при увеличении $Q_p/Q_{\text{нас}}$ затрудняется охлаждение воды в теплообменнике 6 (рис. 6.15).

В табл. 6.5 приведены результаты вычислений значений относительного рабочего расхода $Q_p/Q_{\text{нас}}$ в зависимости от относительного давления $(p_c - p_n)/p_{\text{нас}}$ и относительного расхода жидкости во вспомогательном контуре $x = Q_n/Q_{\text{нас}}$. Порядок вычислений следующий.

Задавая коэффициентом подсоса струйного насоса u по рис. 1.13, находим отношение давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$, соответствующее оптимальной работе аппарата. Вычисляем отношение $(p_c - p_n)/p_{\text{нас}}$, пользуясь формулой (5.6). Далее определяем отношение $Q_p/Q_{\text{нас}} = x/u$.

Таблицей 6.5 можно пользоваться для расчета установок. Например, если $x = 0,05$, а требуемое повышение давления $(p_c - p_n)/p_{\text{нас}} = 0,64$, то из табл. 6.5 находим, что через сопло струйного насоса необходимо пропустить расход $0,125Q_{\text{нас}}$. Если при этом известно давление насоса $p_{\text{нас}}$, то абсолютное давление можно определить из выражения $(p_c - p_n)/p_{\text{нас}} = 0,64$. Отсюда $p_c = 0,64(p_{\text{нас}} + p_n)$. Давление на всасывании гидроструйного насоса p_n в этом случае непосредственно добавляется к давлению, создаваемому гидроструйным насосом. Поэтому подъем или опускание расширительного бака повышает или понижает давление во всасывающем патрубке лопастного насоса. Даже при вакууме в расширительном баке ($p_n = 0,03$ МПа) и абсолютном давлении, создаваемом лопастным насосом, $p_{\text{нас}} = 0,4$ МПа абсолютное давление во всасывающем патрубке лопастного насоса составляет 0,212 МПа.

Глава 7

ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ С ЛОПАСТНЫМИ И ГИДРОСТРУЙНЫМИ НАСОСАМИ ДЛЯ ОТКАЧКИ ЖИДКОСТИ С БОЛЬШОЙ ГЛУБИНЫ

7.1. Схемы установок для откачки жидкости с большой глубины

В практике применения насосных установок возникает необходимость подъема жидкости с глубины, значительно большей, чем предельно допустимая вакуумметрическая высота всасывания лопастных насосов. Как правило, в таких случаях стараются применять погружные насосы различных типов. Но использовать погружные насосы можно далеко не всегда. Прежде всего это относится к перекачке жидкостей, содержащих твердые примеси. Кроме того, электродвигатели погружных насосов обычно не рассчитаны на работу с нагретыми жидкостями (выше 25—30 °C). Отметим, что выпускаемые нашей промышленностью серийные погружные насосы перекрывают не весь требуемый диапазон напоров и расходов жидкости. Приходится также учитывать, что КПД небольших погружных насосных агрегатов не превышает 40—50 %, даже при работе в оптимальном режиме. В случае использования погружных насосов в режимах, отличающихся от оптимального, их КПД снижается до 10—15 %.

Для указанных условий можно применить циркуляционные установки с лопастными и гидроструйными насосами. При этом лопастной насос располагается выше уровня жидкости в удобном для обслуживания месте, а струйный аппарат опускается на необходимую глубину и погружается под уровень жидкости в источнике или в приемном резервуаре. Схемы таких установок приведены на рис. 7.1. и 7.2.

Установка по схеме на рис. 7.1, а, принцип действия которой описан в п. 5.1, предназначена в основном для жидкостей с небольшим содержанием твердых примесей и нерастворенных газов.

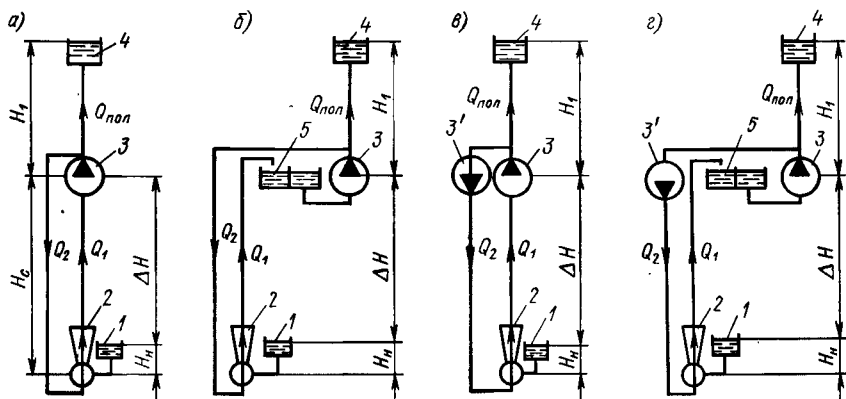


Рис. 7.1. Схемы установок для откачки жидкости с большой глубины: а, б — с одним центробежным насосом соответственно для чистых жидкостей и для жидкостей, содержащих твердые примеси; в, г — с двумя центробежными насосами соответственно для чистых жидкостей и для жидкостей, содержащих твердые примеси;

1 — приемный резервуар; 2 — струйный насос; 3 — основной лопастной насос; 3' — вспомогательный лопастной насос; 4 — напорный резервуар; 5 — промежуточный резервуар-отстойник

Предельное содержание примесей в жидкости выбирается по условиям обеспечения надежной работы лопастного насоса, так как гидроструйные насосы могут перекачивать и загрязненные жидкости. При перекачке жидкостей с твердыми и газообразными примесями может быть использована установка, схема которой приведена на рис. 7.1, б. В этом случае перекачиваемая струйным насосом 2 жидкость подается в резервуар-отстойник 5, который имеет две секции. В левую секцию подается откачиваемая жидкость. Здесь могут выпадать в осадок твердые примеси или выделяться нерастворенные газы. Лопастной насос 3 забирает жидкость из правой секции резервуара 5 после ее предварительной очистки от твердых и газообразных примесей. Установки, выполненные по схемам на рис. 7.1, а, б, имеют существенный недостаток. Полезная подача установок и КПД, как показано в п. 7.2, определяются отношением напора H_1 насоса 3 к расстоянию ΔH от оси насоса до уровня жидкости в приемном резервуаре.

Для повышения полезной подачи $Q_{\text{пол}}$ и КПД установки необходимо, чтобы отношение $\Delta H/H_1$ было как можно меньшим. Но в конкретных условиях величины ΔH и H_1 фиксированы. Величина H_1 задается необходимой высотой нагнетания жидкости после установки, а глубина откачки ΔH определяется расположением жидкости относительно места установки лопастного насоса. Это не позволяет получить необходимое значение отношения $\Delta H/H_1$, а следовательно, нужные $Q_{\text{пол}}$ и КПД.

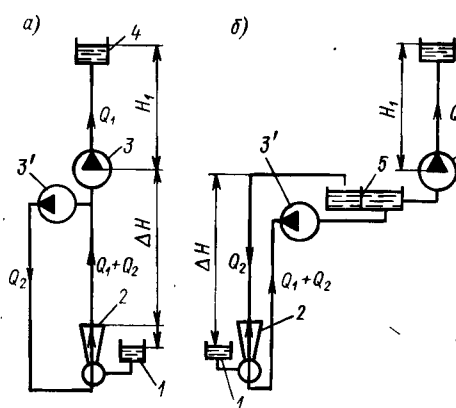


Рис. 7.2. Схемы установок для откачки жидкостей с большой глубины, в которых лопастные насосы работают независимо: а — для чистых жидкостей; б — для жидкостей, содержащих твердые примеси (обозначения те же, что и на рис. 7.1)

Повысить полезную подачу таких установок позволяет увеличение напора насоса H_1 . Но в этом случае в сети потребителя появляется избыточный напор, который приходится гасить дросселированием напорного трубопровода задвижкой, что снижает КПД установки. Для повышения полезной подачи и КПД могут быть использованы установки с двумя лопастными насосами (рис. 7.1, в, г). В этих установках для увеличения напора у сопла струйного насоса применены насосы 3', через которые проходит лишь расход рабочей жидкости Q_2 . Напор H_1 насосов 3 в этом случае может быть принят равным полезному напору во внешней сети (в сети потребителя). Необходимая полезная подача обеспечивается выбором напора H_2 насоса 3'. Методика расчета таких установок и их характеристики приведены в п. 7.2.

Недостатками установок с двумя лопастными насосами (рис. 7.1, в, г) являются их большие габаритные размеры, масса и стоимость по сравнению с установками с одним насосом (рис. 7.1, а, б). Однако насосы 3 и 3' могут быть выполнены на одном валу (в виде единого насосного агрегата).

В установках, схемы которых приведены на рис. 7.2, центробежные насосы 3 и 3' могут работать независимо. Насос 3 подает жидкость в наружную сеть, а насос 3' обеспечивает работу гидроструйного насоса. В этих установках напор у рабочего сопла гидроструйного насоса 2 меньше, чем в установках по схемам на рис. 7.1, а, б, на величину H_1 , где H_1 — напор, создаваемый насосом 3.

Если напор насоса 3 (H_1) много меньше напора насоса 3' (H_2), то полезная подача $Q_{\text{пол}}$ и КПД установок по рис. 7.1, в, г

и 7.2 будут близки между собой. В то же время установки по рис. 7.2 (особенно рис. 7.2, б) проще в эксплуатации, чем установки по рис. 7.1, а, г.

7.2. Расчет установок для откачки жидкости с большой глубины

Для откачки жидкости с большой глубины наиболее распространена установка по схеме на рис. 7.1, а (с одним лопастным насосом). Максимальный КПД этой установки равен или больше КПД струйного насоса, но несколько меньше КПД лопастного насоса.

Рассмотрим методику расчета такой установки и ее основные характеристики.

1. В соответствии с общей методикой (см. п. 5.2) абсолютные давления p_p , p_c и p_n для гидроструйного насоса (см. рис. 7.1, а) выразим через параметры установки.

Давление у рабочего сопла

$$p_p = (H_1 + H_c - \sum h_p) \rho g + 0,1. \quad (7.1)$$

Давление, создаваемое гидроструйным насосом,

$$p_c = (H_c - \sum h_c) \rho g + 0,1. \quad (7.2)$$

Давление на всасывании гидроструйного насоса

$$p_n = (H_n - \sum h_n) \rho g + 0,1. \quad (7.3)$$

Здесь H_1 — полный напор, создаваемый лопастным насосом; H_c — расстояние от оси лопастного насоса до оси всасывающего отверстия гидроструйного насоса; H_n — подпор, или геометрическая высота всасывания гидроструйного насоса; $\sum h_p$, $\sum h_c$, $\sum h_n$ — соответственно суммы потерь напора для рабочего Q_a , суммарного Q_1 и пассивного $Q_{пол}$ потоков жидкости (см. рис. 7.1, а).

2. Безразмерное отношение давлений $\Delta p_c / \Delta p_p$ для гидроструйного насоса может быть представлено в виде

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{(H_c - \sum h_c) - (H_n - \sum h_n)}{(H_1 + H_c - \sum h_p) - (H_n - \sum h_n)}. \quad (7.4)$$

Полагая, что при соответствующем подборе диаметров трубопроводов, соединяющих лопастной и гидроструйный насосы, потерями напора $\sum h_p$, $\sum h_c$, $\sum h_n$ можно пренебречь по сравнению с самими напорами, для анализа характеристик установки целесообразно использовать следующее выражение, получаемое из формулы (7.4):

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{H_c - H_n}{H_1 + H_c - H_n} = \frac{1}{1 + H_1 / (H_c - H_n)}. \quad (7.5)$$

Разность напоров $H_c - H_n$ обозначим через ΔH (см. рис. 7.1, а). Величина ΔH представляет собой напор на выходе

из гидроструйного насоса. В общем случае гидроструйный насос может поднимать жидкость до оси центробежного насоса, а также выше и ниже ее, создавая напор или вакуум на всасывании лопастного насоса.

Поясним это, используя рис. 7.3. На этом рисунке изображены возможные варианты работы установки. Рис. 7.3, б соответствует случаю, когда гидроструйный насос подает жидкость до оси лопастного насоса. При этом манометрический напор лопастного

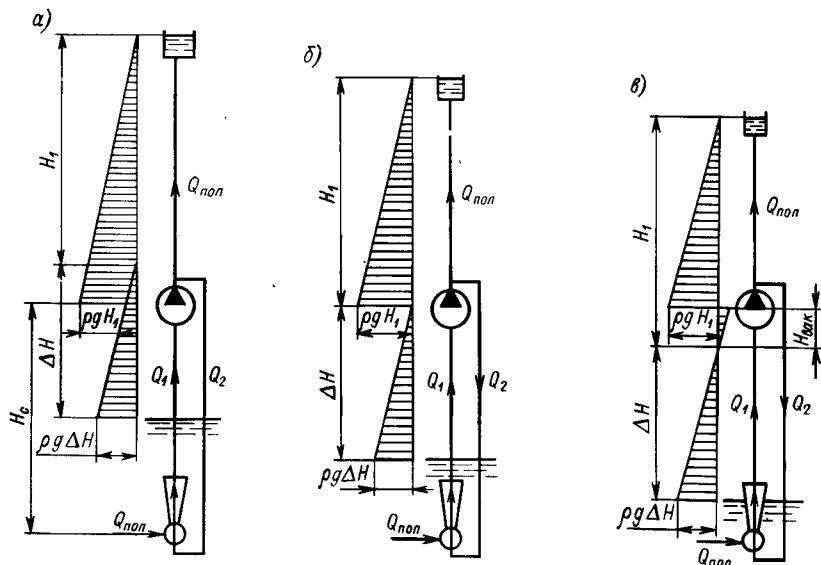


Рис. 7.3. Распределение напоров в установках, выполненных по схеме на рис. 7.1: а — работа с подпором на всасывании центробежного насоса; б — работа с нулевым подпором; в — работа с отрицательным подпором

насоса равен его полному напору ($H_{\text{вак}} = 0$). Если гидроструйный насос создает на выходе напор ΔH , больший, чем расстояние по вертикали от оси центробежного насоса до уровня жидкости в приемном резервуаре, то во всасывающем патрубке лопастного насоса возникает подпор и жидкость после этого насоса может быть поднята на высоту, большую полного напора насоса H_1 (рис. 7.3, а). И наоборот, если напор гидроструйного насоса меньше ΔH , то на всасывании лопастного насоса возникает вакуум $H_{\text{вак}}$ (рис. 7.3, в). Жидкость после центробежного насоса может быть поднята на высоту, меньшую полного напора лопастного насоса на величину $H_{\text{вак}}$. Величина $H_{\text{вак}}$ не должна превышать допустимой вакуумметрической высоты всасывания лопастного насоса $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$. Для обеспечения большей устойчивости работы установки обычно принимают $H_{\text{вак}} = 0$, т. е. рассчитывают установку на подачу жидкости гидроструйным насосом до оси лопастного насоса.

3. Из рассмотрения выражения (7.5) следует, что величина $\Delta p_c / \Delta p_p$ зависит, так же как и коэффициент подсоса гидроструйного насоса, от значения отношения $H_1 / (H_c - H_n)$, т. е. $u = f [H_1 / (H_c - H_n)]$, или $u = f (H_p / \Delta H)$. Поэтому гидравлические характеристики установки по рис. 7.1, а также являются функциями отношения $H_1 / \Delta H$. Для их построения, задаваясь величиной $H_1 / \Delta H$, найдем по формуле (7.5) значение $\Delta p_c / \Delta p_p$. Используя обобщенные безразмерные нормальные характеристики $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u, d_r / d_c)$ (см. рис. 1.13), определим коэффициент подсоса u в оптимальном режиме работы гидроструйного насоса и необходимый для его осуществления основной геометрический параметр d_r / d_c . Полезная подача установки, как следует из п. 5.2, составляет $u / (1 + u)$.

4. Коэффициент полезного действия установки можно определить следующим образом. Мощность, потребляемая центробежным насосом, составляет $N_{\text{нас}} = \rho g Q_1 H_1 / \eta_{\text{нас}}$, а полезная мощность установки $N_{\text{пол}} = \rho g Q_{\text{пол}} (H_1 + \Delta H)$. В этом случае КПД установки

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{нас}}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_1} \frac{H_1 + \Delta H}{H_1} \eta_{\text{нас}}. \quad (7.6)$$

Преобразуя формулу (7.6), получим

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{u}{1+u} \left(1 + \frac{\Delta H}{H_1}\right) \eta_{\text{нас}}. \quad (7.7)$$

Величина

$$\eta_r = \frac{u}{1+u} \left(1 + \frac{\Delta H}{H_1}\right) \quad (7.8)$$

представляет собой коэффициент снижения КПД установки по сравнению с КПД насоса, или гидравлический КПД схемы.

5. Бескавитационная работа гидроструйного насоса в установке будет обеспечена, если отношение абсолютного давления у сопла гидроструйного насоса p_p к абсолютному давлению на всасывании p_n определить из условия равенства коэффициента подсоса u и кавитационного коэффициента подсоса u_k . Принимая $u = u_k$, по рис. 1.21 найдем отношение p_p / p_n , при котором возникает кавитация в гидроструйном насосе, имеющем отношение d_r / d_c , вычисленное в соответствии с п. 4 для обеспечения оптимального режима работы гидроструйного насоса.

Пренебрегая потерями напора при перекачке воды, например, получим, что

$$\frac{p_p}{p_n} = \frac{H_1 + \Delta H + H_n + 10}{H_n + 10}. \quad (7.9)$$

После преобразований это выражение можно представить в виде

$$\frac{H_n + 10}{\Delta H} = \frac{1 + H_1 / \Delta H}{p_p / p_n - 1}. \quad (7.10)$$

Из формулы (7.10) можно определить необходимый подпор на всасывании $H_{\text{н}}$ (заглубление гидроструйного насоса под уровень жидкости) для обеспечения бескавитационной работы гидроструйного насоса.

Таким образом,

$$u_{\text{н}} = f \left(\frac{H_{\text{н}} + 10}{\Delta H}, \frac{H_1}{\Delta H} \right). \quad (7.11)$$

С использованием обобщенных нормальных гидравлических безразмерных характеристик гидроструйных насосов (см. рис. 1.13) и их кавитационных характеристик (см. рис. 1.21) были вычислены безразмерный полезный расход $Q_{\text{пол}}/Q_1$, гидравлический КПД установки η_r , значение $(H_{\text{н}} + 10)/\Delta H$, необходимое для обеспечения бескавитационной работы гидроструйного насоса, и геометрический параметр гидроструйного насоса d_r/d_c в функции от отношения $\Delta H/H_1$. Соответствующие зависимости приведены на рис. 7.4.

Из рассмотрения рис. 7.4 можно сделать следующие выводы.

Рис. 7.4. Зависимости величин $Q_{\text{пол}}/Q_1$, η_r , $(H_{\text{н}} + 10)/\Delta H$, d_r/d_c от отношения $\Delta H/H_1$ для установки, схема которой приведена на рис. 7.1, а

1. С увеличением отношения $\Delta H/H_1$ (ΔH — напор, создаваемый гидроструйным насосом; H_1 — полный напор лопастного насоса) относительная полезная подача установки $Q_{\text{пол}}/Q_1$ (отношение полезного расхода установки к подаче лопастного насоса) уменьшается. Так, если при $\Delta H/H_1 = 0,2$ полезный расход (подача) установки составляет 0,6 от подачи центробежного насоса Q_1 , то при увеличении $\Delta H/H_1$ до 0,6 полезная подача уменьшается в два раза и составляет $0,3Q_1$.

2. Аналогично с ростом отношения $\Delta H/H_1$ уменьшается и гидравлический КПД установки (если при $\Delta H/H_1 = 0,2$ $\eta_r = 0,7$, то при $\Delta H/H_1 = 0,6$ $\eta_r = 0,46$). Но при увеличении $\Delta H/H_1$ вплоть до 1,2 гидравлический КПД установки $\eta_r \geq 0,3$, т. е. превышает гидравлический КПД независимо работающего гидроструйного насоса.

3. Необходимый для обеспечения оптимальной работы геометрический параметр гидроструйного насоса (d_r/d_c) имеет максимальное значение при малых значениях $\Delta H/H_1$ и уменьшается с ростом этой величины. Так, при $\Delta H/H_1 = 0,2$ будет $d_r/d_c = 2,7$, а при $\Delta H/H_1 = 0,6$ $d_r/d_c = 1,6$.

4. С ростом отношения $\Delta H/H_1$ уменьшается подпор на всасывании гидроструйного насоса $H_{\text{н}}$, необходимый для обеспечения

бескавитационной работы. Так, при $\Delta H/H_1 = 0,2$ величина $H_{\text{н}} + 10$ составляет $0,7\Delta H$, а при $\Delta H/H_1 = 0,6$ она уменьшается до $0,33\Delta H$.

Учитывая, что из отношения $(H_{\text{н}} + 10)/\Delta H$ определяется не непосредственно сам напор $H_{\text{н}}$, а величина, для воды большая этого напора на 10 м, в некоторых случаях допускается располагать струйный насос выше уровня жидкости. Так, при $\Delta H = 10$ м и $H_{\text{н}} + 10 = 0,7\Delta H$ струйный насос можно располагать на 3 м выше уровня воды: $H_{\text{н}} = -3$ м.

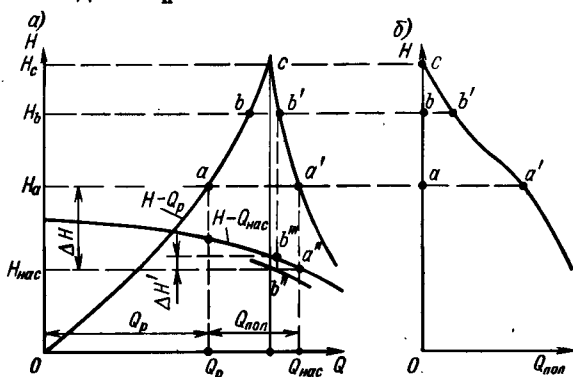


Рис. 7.5. К методике построения характеристик $H-Q$ установок для подъема жидкости с большой глубины

Графиком (рис. 7.4) можно непосредственно пользоваться для расчета установок, выполненных по схеме на рис. 7.1, а, а также аналогичной установки по рис. 7.1, б, которая предназначена для перекачки жидкостей, содержащих твердые примеси. Для последней установки величина ΔH всегда равна расстоянию от поверхности жидкости в приемном резервуаре 1 до уровня излива жидкости в резервуар 5.

Выше рассмотрен расчет установок, рассчитанных на работу в оптимальном режиме, соответствующем одному из возможных сочетаний рабочих параметров (отношению $\Delta H/H_1$). В процессе работы отношение $\Delta H/H_1$ может меняться, например за счет изменения уровня воды в источнике 1 (см. рис. 7.1, а, б). Целесообразно рассмотреть методику построения характеристик $H-Q_{\text{пол}}$ для установок с фиксированным значением отношения d_r/d_c при изменении ΔH . Последовательность построения характеристик поясним с помощью рис. 7.5, а. На рис. 7.5, б показана полученная характеристика установки $H-Q_{\text{пол}}$.

На рис. 7.5, а нанесена характеристика $H-Q_{\text{нас}}$ центробежного насоса. На этой кривой точкой a'' показана рабочая точка в основном рабочем режиме (будем полагать, что точка a'' соответствует режиму максимального КПД лопастного насоса). Зная

полный напор насоса $H_{\text{нас}}$, а также глубину откачки ΔH (см. рис. 7.1, а), найдем отношение $\Delta H/H_1$, принимая $H_{\text{нас}} = H_1$. Используя рис. 7.4, определим отношение $Q_{\text{пол}}/Q_1$, а также относительный расход жидкости через сопло струйного насоса

$$Q_p/Q_1 = Q_2/Q_1 = 1 - Q_{\text{пол}}/Q_1.$$

Значения Q_p и $Q_{\text{пол}}$ условно показаны на оси абсцисс рис. 7.5, а; $Q_{\text{пол}} + Q_2 = Q_{\text{нас}} = Q_1$.

Выбирая диаметр сопла гидроструйного насоса, необходимо учитывать, что через него должен проходить расход Q_p при перепаде напора $\Delta H_p = H_1 + \Delta H + H_{\text{н}} - H_{\text{в}} = H_1 + \Delta H$. Тогда диаметр сопла d_c можно определить из выражения

$$Q_p = \varphi_1 \frac{\pi d_c^2}{4} \sqrt{2g \Delta H_p}. \quad (7.12)$$

Используя формулу (7.12), можно также построить характеристику $H - Q_p$ рабочего сопла гидроструйного насоса, если, задаваясь величиной Q_p , при известном диаметре сопла d_c и коэффициенте скорости φ_1 определить ряд значений ΔH_p . Эта характеристика также нанесена на рис. 7.5, а. Точка а пересечения $H - Q_p$ -характеристики с прямой $H_a = H_{\text{нас}} + \Delta H = H_1 + \Delta H$ определяет расход жидкости Q_p , проходящей через сопло гидроструйного насоса в расчетном режиме. Напомним, что относительный полезный расход (подача) установки $Q_{\text{пол}}/Q_1$ может быть выражен через коэффициент подсоса u следующим образом: $Q_{\text{пол}}/Q_1 = u/(1 + u)$. Тогда относительный расход жидкости

$$Q_p/Q_1 = 1 - u/(1 + u) = 1/(1 + u).$$

При изменении величины ΔH изменяется и значение отношения $\Delta H/H_1$, а следовательно, и коэффициент подсоса u гидроструйного насоса с выбранным по условиям оптимального расчетного режима отношением геометрических размеров d_r/d_c . Коэффициент подсоса u можно определить по рис. 1.13, предварительно вычислив отношение $\Delta H/H_1$, а затем по формуле (7.5) найдя безразмерное давление $\Delta p_c/\Delta p_r$.

Лопастной насос в установке по рис. 7.1, а работает непосредственно на бак 4. При изменении ΔH манометрический напор лопастного насоса (в случае пренебрежения потерями напора) не должен изменяться. Если новое значение полезного напора установки, соответствующее новому значению глубины откачки ΔH , составляет H_b , то новый расход рабочей жидкости Q_p должен определиться точкой b , т. е. точкой пересечения кривой $H - Q_p$ и прямой H_b (рис. 7.5, а). Новое значение коэффициента подсоса u определит и новое значение относительного полезного расхода установки $Q_{\text{пол}}/Q_1 = u/(1 + u)$.

Пусть на прямой H_b новый полезный расход изображен отрезком $b - b'$. Проецируя точку b' на $H - Q_{\text{нас}}$ -характеристику насоса, видим, что в общем случае проекция точки может не совпа-

дать с точкой a'' , а занять новое положение b'' . Но в таком случае, как видно из рис. 7.5, a , манометрический напор установки при уменьшении подачи лопастного насоса должен возрасти на величину $\Delta H'$, что при фиксированном положении высоты расположения бака потребителя невозможно (даже с учетом потерь напора при уменьшении расхода жидкости манометрический напор должен уменьшиться, но не возрасти). Сохранение манометрического напора в данном случае возможно лишь за счет возникновения вакуума на входе в лопастной насос и при соответствующем перераспределении манометрического и вакуумметрического напоров насоса. При этом рабочая точка b'' окажется на $H - Q_{\text{нас}}$ -характеристике центробежного насоса, смещенной эквидистантно вниз на величину $\Delta H'$. Тогда сумма $H_1 + \Delta H$ (при новом значении ΔH) будет равна расчетной величине.

Аналогично точкам b и b' могут быть найдены и другие точки, позволяющие построить характеристику установки $H - Q_{\text{пол}}$. При этом точка c (и напор H_c) будет соответствовать такому значению глубины откачки ΔH , при котором коэффициент подсоса и становится равным нулю.

Характеристика установки $H - Q_{\text{пол}}$ (рис. 7.5, б) получается путем переноса соответствующих отрезков ($a-a'$, $b-b'$ и др.) на отдельный график. Эти отрезки откладывают на линиях напоров H_a , H_b и т. д. Характеристика установки $H - Q_{\text{пол}}$ обычно более крутая, чем характеристика лопастного насоса $H - Q_{\text{нас}}$. Это позволяет сохранить стабильную полезную подачу установки при изменении уровня жидкости в источнике, т. е. величины ΔH . Каждому значению основного геометрического параметра гидроструйного насоса d_r/d_c соответствует своя характеристика $H - Q_{\text{пол}}$.

Рассмотрение графиков $Q_{\text{пол}}/Q_1 = f(\Delta H/H_1)$ и $\eta_r = f(\Delta H/H_1)$, построенных для оптимальных режимов работы установки (см. рис. 7.4), показывает, что с увеличением отношения $\Delta H/H_1$ относительная полезная подача $Q_{\text{пол}}/Q_1$ и гидравлический КПД η_r установки уменьшаются. Если отношение глубины откачки ΔH к необходимому напору центробежного насоса H_1 (напору в сети потребителя) достаточно велико, то применение установок по схеме на рис. 7.1, а, б становится неэкономичным. Это особенно относится к тем случаям, когда необходимая высота нагнетания H_1 значительно меньше глубины откачки ΔH . В указанных случаях установки по рис. 7.1, а, б применяют исходя из технологических соображений, когда экономичность не имеет существенного значения.

Для повышения экономичности можно использовать установки с двумя насосами (см. рис. 7.1, в, г). В этих установках насос 3 создает напор H_1 в точном соответствии с требованиями потребителя (или удаляет жидкость во внешнюю сеть). Необходимый же напор для работы гидроструйного насоса 2 создается дополнительным насосом 3', который забирает жидкость из напорного

трубопровода насоса 3. Поэтому после насоса 3' напор будет равен сумме напоров H_1 и H_2 , создаваемых соответственно насосами 3 и 3'. Через насос 3' проходит расход Q_2 , равный расходу рабочей жидкости гидроструйного насоса Q_p .

Рассмотрим методику расчета установок с двумя лопастными насосами (см. рис. 7.1, в, г) и их рабочие характеристики.

В соответствии с общей методикой (см. гл. 5) выразим давления p_p , p_c и p_n у гидроструйного аппарата, а затем и отношение давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$ через параметры установки. В результате получим следующую формулу для определения $\Delta p_c/\Delta p_p$ без учета потерь напора в соединительных трубопроводах:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{\Delta H}{H_1 + H_2 + \Delta H}. \quad (7.13)$$

Эту формулу можно представить в виде

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{1}{1 + H_1/\Delta H + H_2/\Delta H}. \quad (7.14)$$

Выражение (7.14) справедливо и для установок по рис. 7.1, а, б. Действительно, принимая напор насоса 3' $H_2 = 0$, получим формулу (7.5).

Выражение (7.14) можно использовать для построения нормальных гидравлических характеристик установок с двумя насосами (см. рис. 7.1, в, г). Для этого, задаваясь значениями отношений $H_1/\Delta H$ и $H_2/\Delta H$, определяем величину $\Delta p_c/\Delta p_p$, а затем по рис. 1.13 находим коэффициент подсоса гидроструйного насоса.

Полезная подача установки (см. рис. 7.1, в, г)

$$Q_{\text{пол}} = u Q_2. \quad (7.15)$$

С другой стороны, имеем

$$Q_{\text{пол}}/Q_1 = u/(1 + u). \quad (7.16)$$

Отсюда соотношение между подачами насосов Q_2 и Q_1 может быть получено в виде

$$Q_2/Q_1 = 1/(1 + u). \quad (7.17)$$

Выражение для КПД установки $\eta_{\text{уст}}$ может быть найдено как отношение полезной мощности

$$N_{\text{пол}} = \rho g Q_{\text{пол}} (H_1 + \Delta H) \quad (7.18)$$

к сумме мощностей, затраченных насосом 3

$$N_1 = \rho g Q_1 H_1 / \eta_1 \quad (7.19)$$

и насосом 3'

$$N_2 = \rho g Q_2 H_2 / \eta_2. \quad (7.20)$$

Здесь η_1 и η_2 — соответственно КПД лопастных насосных агрегатов 3 и 3'.

Таким образом,

$$\eta_{\text{усл}} = \frac{Q_{\text{пол}} (H_1 + \Delta H)}{Q_1 H_1 / \eta_1 + Q_2 H_2 / \eta_2}. \quad (7.21)$$

С учетом выражений (7.15) и (7.16) формулу (7.21) можно записать в следующем виде:

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{u (1 + H_1 / \Delta H)}{(1 + u) / H_1 / (\Delta H \eta_1) + H_2 / (\Delta H \eta_2)}. \quad (7.22)$$

Если принять для анализа показателей гидравлической части установок по рис. 7.1, *в*, *г*, что η_1 и η_2 равны единице, то полученное выражение

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{u (1 + H_1 / \Delta H)}{(1 + u) / H_1 / \Delta H + H_2 / \Delta H} \quad (7.23)$$

будет представлять собой гидравлический КПД, аналогичный примененному ранее для установок по рис. 7.1, *а*, *б* [см. формулу (7.8)]. Принимая в выражении (7.23) $H_2 = 0$, получим

$$\eta_{\text{г}} = \frac{u}{1 + u} \frac{1 + H_1 / \Delta H}{H_1 / \Delta H} = \frac{u}{1 + u} \left(1 + \frac{\Delta H}{H} \right),$$

что соответствует выражению (7.8).

Таким образом, формулы (7.14) и (7.23) выражают величины $\Delta p_c / \Delta p_p$ и $\eta_{\text{г}}$ в функции от отношений $H_1 / \Delta H$ и $H_2 / \Delta H$. Аналогичные формулы для установок с одним лопастным насосом (7.5) и (7.8) являются частным случаем формул (7.14) и (7.23) и получаются при $H_2 / \Delta H = 0$, т. е. при отсутствии дополнительного насоса ($H_2 = 0$).

Используя уравнения (7.14), (7.23), (7.15) и (7.16), а также обобщенные характеристики насоса (см. рис. 1.13), можно построить нормальные гидравлические характеристики установок по рис. 7.1, *в*, *г*:

$$Q_{\text{пол}} / Q_1 = f(H_1 / \Delta H; H_2 / \Delta H); \quad \eta_{\text{г}} = f(H_1 / \Delta H; H_2 / \Delta H),$$

а также зависимость

$$d_r / d_c = f(H_1 / \Delta H; H_2 / \Delta H).$$

Требуемая для построения характеристики функция $(H_{\text{н}} + 10) / \Delta H = f(H_1 / \Delta H; H_2 / \Delta H)$ имеет вид

$$\frac{H_{\text{н}} + 10}{\Delta H} = \frac{1 + H_1 / \Delta H + H_2 / \Delta H}{p_p / p_{\text{н}} - 1}. \quad (7.24)$$

На рис. 7.6 приведены характеристики $Q_{\text{пол}} / Q_1 = f(\Delta H / H_1; H_2 / \Delta H)$. По оси абсцисс, как и на рис. 7.4, отложены значения $\Delta H / H_1$. Штриховой линией показана зависимость $Q_{\text{пол}} / Q_1 = f(\Delta H / H_1)$ для одионасосной установки (см. рис. 7.1, *а*, *б*). Сплошные линии — характеристики $Q_{\text{пол}} / Q_1$ при разных значениях $H_2 / \Delta H$ для установок с двумя насосами (см. рис. 7.1, *в*, *г*). Из их рассмотрения можно видеть, что с увеличением напора H_2 , создаваемого дополнительным насосом, относительная полезная подача установки увеличивается. По мере увеличения отношения

$\Delta H/H_1$ (уменьшения напора H_1 , создаваемого основным насосом) кривые $Q_{\text{пол}}/Q_1$ асимптотически стремятся к горизонтальной линии. Это означает, что полезная подача становится независимой от напора основного насоса H_1 . Последнее объясняется тем, что вклад напора H_1 в общую величину напора у сопла гидроструйного насоса становится незначительным. Так, при $\Delta H/H_1 = 2$ ($H_1/\Delta H = 0,5$) и $H_2/\Delta H = 5$ напор H_1 в десять раз меньше, чем напор H_2 . В зоне, где $\Delta H/H_1 > 2$, значения относительного полезного предельного расхода $Q_{\text{пол}}/Q_1$ составляют 0,48; 0,61 и 0,72 при значениях $H_2/\Delta H$, равных соответственно 2,5; 5,0 и 10.

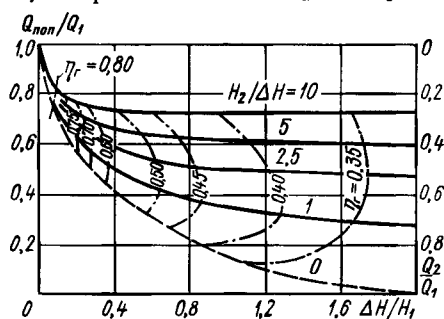


Рис. 7.6. Характеристики установки, схема которой приведена на рис. 7.1, в

На рис. 7.6 штрихпунктирными линиями нанесены линии равных гидравлических КПД установок η_r , вычисленные по формуле (7.23). Из рисунка видно, что кривые $\eta_r = \text{const}$ имеют максимум, соответствующий определенному сочетанию отношений $\Delta H/H_1$ и $H_2/\Delta H$. Это объясняется тем, что хотя с увеличением напора H_2 вспомогательного насоса полезная подача возрастает, одновременно увеличиваются затраты энергии на привод вспомо-

гательного насоса. Кроме того, рассмотрение кривых η_r на рис. 7.6 показывает, что в целом с увеличением отношения $\Delta H/H_1$ гидравлический КПД установок с двумя лопастными насосами (см. рис. 7.1, в, г) уменьшается, как и для установок с одним лопастным насосом (см. рис. 7.1, а, б). При этом в диапазоне $\Delta H/H_1 = 0 \div 0,4$ гидравлический КПД однонасосных установок выше, чем установок с двумя лопастными насосами (см. рис. 7.6). По мере увеличения отношения $\Delta H/H_1$ величина η_r для двухнасосных установок становится больше, чем для однонасосных. В диапазоне $\Delta H/H_1 = 0,4 \div 1$ максимальное значение η_r имеют двухнасосные установки при отношении $H_2/\Delta H$, изменяющемся от 1 до 3. При $H_2/\Delta H > 3$ и $\Delta H/H_1 = 0,4 \div 1$ гидравлический КПД двухнасосных установок меньше, чем однонасосных. При увеличении отношения $\Delta H/H_1$ ($\Delta H/H_1 > 1$) гидравлический КПД двухнасосных установок становится больше, чем однонасосных, во всем практическом диапазоне изменения отношения $H_2/\Delta H$.

На рис. 7.6 нанесена также шкала Q_2/Q_1 , показывающая соотношение между расходами жидкости, перекачиваемой вспомогательным насосом (Q_2) и основным насосом (Q_1), — см. формулу (7.17). Для однонасосной установки (см. рис. 7.1, а, б) эта величина означает отношение расхода жидкости $Q_p = Q_2$, проходящей через рабочее сопло гидроструйного насоса, к подаче центростремительного насоса Q_1 .

Для определения отношения Q_2/Q_1 (Q_p/Q_1) можно пользоваться теми же кривыми, что и для $Q_{пол}/Q_1$, но только относя их к шкале Q_2/Q_1 . Из рассмотрения этих кривых видно, что для однонасосной установки (штриховая линия, $H_2/\Delta H = 0$) с увеличением отношения $\Delta H/H_1$ величина Q_2/Q_1 асимптотически стремится к единице. Это означает, что с увеличением высоты откачки ΔH при фиксированном напоре H_1 (или, наоборот, при уменьшении H_1 при фиксированном значении ΔH) для работы установки требуется пропускать через рабочее сопло гидроструйного насоса все боль-

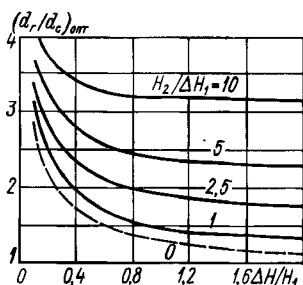


Рис. 7.7. Оптимальные основные геометрические параметры гидроструйных насосов:
 — — — в однонасосных установках (см. рис. 7.1, а, б);
 — — — в двухнасосных установках (см. рис. 7.1, в, г)

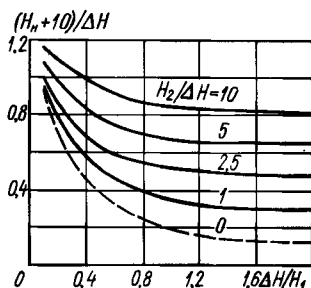


Рис. 7.8. Зависимость отношения $(H_n + 10)/\Delta H$ от отношения $\Delta H/H_1$ при различных значениях $H_2/\Delta H$:
 — — — для однонасосных установок (см. рис. 7.1, а, б);
 — — — для двухнасосных установок (см. рис. 7.1, в, г)

ший расход. При этом полезная подача соответственно уменьшается ($Q_{пол}/Q_1 = 1 - Q_2/Q_1$). Для двухнасосных установок при увеличении отношения $\Delta H/H_1$ значение Q_2/Q_1 асимптотически стремится к постоянной величине для каждого значения отношения $H_2/\Delta H$. Так, при значениях $H_2/\Delta H = 2,5; 5,0; 10,0$ отношение Q_2/Q_1 стремится соответственно к 0,52; 0,39 и 0,28.

На рис. 7.7 приведена зависимость оптимального основного геометрического параметра гидроструйных насосов $(d_r/d_c)_{опт}$ от отношения $\Delta H/H_1$ при различных значениях $H_2/\Delta H$ для установок, выполненных по схемам на рис. 7.1.

Так же, как и значения $Q_{пол}/Q_1$, отношение d_r/d_c существенно изменяется в диапазоне изменения отношения $\Delta H/H_1 < 1,0$. При дальнейшем увеличении $\Delta H/H_1$ каждому значению отношения $H_2/\Delta H$ соответствует постоянное значение d_r/d_c .

Аналогичный вид имеют зависимости для определения необходимого напора на всасывании H_n гидроструйных насосов (рис. 7.8). Для двухнасосных установок значение отношения $(H_n + 10)/\Delta H$ с увеличением $\Delta H/H_1$ стремится к постоянной величине при фиксированном значении $H_2/\Delta H$.

Расчет установок, схемы которых изображены на рис. 7.2, можно выполнить в соответствии с общей методикой (см. п. 5.2).

УСТАНОВКИ С ГИДРОСТРУЙНЫМИ НАСОСАМИ ДЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

8.1. Схемы установок для преобразования характеристик насосов

Промышленностью освоен выпуск насосов для работы в широком диапазоне напоров (давлений) и подач (расходов). Но в ряде случаев потребности практики все же превышают возможности, предоставляемые серийными промышленными насосами. Обычно применяемые способы регулирования позволяют изменять напор (давление) и расход (подачу) насоса лишь в пределах его характеристики $H - Q$ ($p - Q$) (см. гл. 4). Такое положение требует создания способов и установок для изменения напоров и подач насосов в пределах, которые выходят за рамки обычного регулирования: увеличения напора насоса выше значений его по характеристике за счет уменьшения подачи и, наоборот, увеличения подачи насоса за счет снижения полезного напора (давления).

В литературе приведены примеры таких установок [45, 55]. В работе [45], в частности, рассмотрены установки с гидроструйными и лопастными насосами, получившие применение на гидроэнергетических объектах. Эти установки позволяют увеличить подачу крупных осевых и центробежных насосов в несколько раз за счет уменьшения создаваемого ими напора. Так, подача осевого насоса типа ОПВ2-185 с помощью включенного последовательно с ним гидроструйного насоса увеличена от 50 400 до 115 200 м³/ч при уменьшении создаваемого установкой полезного напора от 15,2 до 3,3 м вод. ст. Следует заметить, что регулирование с помощью дросселирования задвижкой позволяет лишь защитить насос от перегрузки при работе с низким напором. При этом КПД уменьшается пропорционально напору, погашенному на задвижке. КПД зарегулированного насоса составит в данном случае приблизительно 40 % от КПД незарегулированного насоса, так как около 60 % напора насоса гасится на задвижке.

В то же время в установке с гидроструйным насосом излишний напор тратится полезно для подсасывания дополнительного расхода жидкости. Это позволяет увеличить КПД установки (см. п. 8.2).

Рассмотрим основные схемы установок с гидроструйными аппаратами для преобразования рабочих характеристик центробежных насосов (рис. 8.1).

В циркуляционной установке с гидроструйным и центробежным насосами (рис. 8.1, а) отбор полезного расхода производится непосредственно после гидро-

струйного насоса. В этой установке центробежный насос 1 подает жидкость с расходом $Q_{\text{нас}}$ в рабочее сопло гидроструйного насоса 3. Последний подсасывает жидкость с расходом $Q_{\text{пол}}$ из резервуара (источника) 4 и подает суммарный расход $Q_{\text{нас}} + Q_{\text{пол}}$. Полезный расход жидкости $Q_{\text{пол}}$ поступает в бак 2 (к потребителю или на сброс), а расход, равный расчетной подаче центробежного насоса $Q_{\text{нас}}$, подается снова во всасывающий патрубок насоса 1. Гидроструйный насос 3 создает во всасывающем

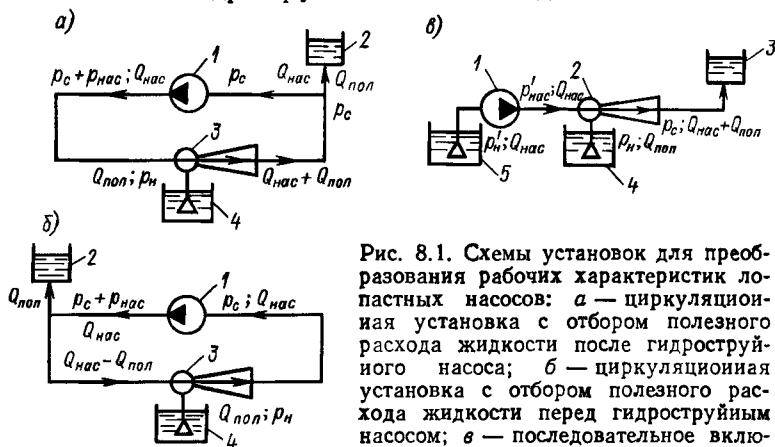


Рис. 8.1. Схемы установок для преобразования рабочих характеристик лопастных насосов: а — циркуляционная установка с отбором полезного расхода жидкости после гидроструйного насоса; б — циркуляционная установка с отбором полезного расхода жидкости перед гидроструйным насосом; в — последовательное включение лопастного и гидроструйного

насосов с полезным использованием суммарного расхода

трубопроводе центробежного насоса 1 давление p_c , равное полезному давлению установки. Оно передается через центробежный насос, увеличивая давление p_p у рабочего сопла гидроструйного насоса 3 до значения, равного $p_c + p_{\text{нас}}$. Расчет установки и ее характеристики рассмотрены в п. 8.2.

Схема циркуляционной установки, приведенная на рис. 8.1, б, аналогична предыдущей, но в ней полезный расход отбирается после центробежного насоса 1 с давлением, равным $p_{\text{нас}} + p_c$. Таким образом, в этой установке полезное давление больше, чем в установке по рис. 8.1, а, на величину, равную давлению центробежного насоса $p_{\text{нас}}$. Другим отличием является то, что в установке по рис. 8.1, б через рабочее сопло гидроструйного насоса проходит расход $Q_p = Q_{\text{нас}} - Q_{\text{пол}}$, а в установке по рис. 8.1, а — $Q_p = Q_{\text{нас}}$. Поэтому при равных коэффициентах подсоса гидроструйного аппарата и, что достигается при одинаковых давлениях $p_{\text{нас}}$, p_c и p_n , полезная подача установки по рис. 8.1, а будет больше, чем установки по рис. 8.1, б (см. п. 5.2).

Установка, схема которой изображена на рис. 8.1, в, в отличие от рассмотренных

выше, является незамкнутой. Она предназначена для увеличения полезной подачи в тех случаях, когда центробежный или осевой насос 1 имеет излишний напор по условиям использования его в системе. При этом насос 1 забирает жидкость с расходом $Q_{\text{нас}}$ из приемного резервуара (источника) 5 и подает ее в рабочее сопло гидроструйного насоса 2. Гидроструйный насос подсасывает из резервуара 4 дополнительный полезный расход $Q_{\text{пол}}$. Суммарный расход $Q_{\text{нас}} + Q_{\text{пол}}$ является общим полезным расходом установки, поступающим в бак 3. Он больше подачи регулируемого насоса на величину $Q_{\text{пол}}$.

Гидроструйными насосами целесообразно оснащать передвижные установки для откачки жидкости (например, насосы для водоотлива), которые могут работать в конкретных условиях эксплуатации с разными напорами (от максимального напора лопастного насоса до нуля). Если требуемый напор в системе, куда подается жидкость, будет меньше напора, развиваемого насосом, подача установки может быть увеличена за счет работы гидроструйного насоса. При работе отливного насоса с напором, находящимся в пределах его $H - Q$ -характеристики, гидроструйный насос можно отключить или подавать жидкость, минуя его, по обводной линии. В случае необходимости подавать жидкость с напором, бóльшим напора, создаваемого центробежным насосом, можно произвести переключения, соответствующие схемам установок, приведенным на рис. 8.1, а, б.

Использование установок по рис. 8.1 позволяет значительно расширить диапазон напоров и подач, создаваемых насосами, выпускаемыми промышленностью. В большинстве случаев регулирование центробежных насосов с помощью гидроструйных аппаратов позволяет достичь бóльших значений КПД, чем при других известных способах регулирования. Характеристики таких установок могут быть дополнительно улучшены за счет применения в схемах гидроструйных насосов с изменяемой площадью выходного сечения сопла (см. п. 1.1).

Широкому практическому применению преобразователей с гидроструйными аппаратами для регулирования рабочих характеристик центробежных, осевых и других типов насосов препятствует то обстоятельство, что в настоящее время струйные насосы серийно не выпускаются промышленностью. На наш взгляд, следовало бы наладить промышленное производство и комплектную совместную поставку по желанию заказчика центробежных и гидроструйных насосов, предназначенных для использования в схемах преобразования рабочих характеристик. Это позволит создать простые, легко переналаживаемые, универсальные насосные установки с требуемыми напорами и подачами. Для создания таких установок необходимо знать показатели их работы в зависимости от параметров схемы и диапазона регулирования напора и подачи насосов. Необходимые для проектирования установок-преобразователей сведения приведены в пп. 5.2 и 8.2.

8.2. Расчет установок, служащих для преобразования характеристик насосов

Рассмотрение схем установок, предназначенных для преобразования рабочих характеристик центробежных насосов (рис. 8.1, а, б), показывает, что они в основном соответствуют схемам на рис. 5.5. Поэтому для анализа показателей гидроструйных преобразователей характеристик по рис. 8.1, а, б можно воспользоваться приведенными в п. 5.2 данными. В связи с тем, что центробежный и струйный насосы расположены в преобразователе, как правило, близко и практически на одинаковых геодезических отметках, потерями напора в соединительных коммуникациях и разностью геодезических высот расположения элементов установок можно при анализе показателей их работы пренебречь.

В соответствии с общей методикой (см. гл. 5) для расчета установок с центробежными и гидроструйными насосами необходимо выразить давления рабочей p_p , пассивной p_n и смешанной p_c сред гидроструйного насоса через параметры установки.

Для установок по рис. 8.1, а, б расчетные соотношения в оптимальном режиме работы гидроструйного насоса приведены в табл. 5.1. При этом схема на рис. 8.1, а соответствует схемам, приведенным на рис. 5.5, а, б, а схема на рис. 8.1, б — схеме на рис. 5.5, в, г. Единственным отличием в данном случае является то, что давление p_2 (см. рис. 5.5), обусловленное разностью геодезических отметок расположения лопастного и гидроструйного насосов, должно быть принято равным нулю, если эти насосы расположены на одной отметке.

Для установки-преобразователя по рис. 8.1, в расчетные соотношения можно получить следующим образом.

Абсолютное давление рабочей жидкости у сопла струйного насоса p_p равно абсолютному давлению в напорном трубопроводе лопастного насоса, т. е.

$$p_p = p_{\text{нас}} + p_n^* \quad (8.1)$$

Здесь $p_{\text{нас}}$ — полное избыточное (по отношению к атмосферному) давление, создаваемое лопастным насосом при расчетном расходе $Q_{\text{нас}}$; p_n^* — абсолютное давление во всасывающем патрубке лопастного насоса; без учета потерь напора во всасывающем трубопроводе

$$p_n^* = 0,1 \pm \rho g H'_n,$$

где H'_n — высота расположения уровня жидкости в резервуаре б относительно оси лопастного насоса 1 (рис. 8.1, в); знак плюс перед вторым членом уравнения принимается в том случае, когда жидкость расположена выше оси лопастного насоса; в противоположном случае принимается знак минус.

Абсолютное давление во всасывающем патрубке гидроструйного насоса p_n без учета потерь напора в его всасывающем трубопроводе определяется высотой расположения H_n этого насоса относительно уровня жидкости в резервуаре 4 (рис. 8.1, в). Аналогично предыдущему случаю можно записать

$$p_n = 0,1 \pm \rho g H_n. \quad (8.2)$$

Абсолютное давление сжатия p_c на выходе из гидроструйного насоса принимают в зависимости от необходимого давления в системе, куда подается жидкость после установки.

Таким образом, отношение безразмерных давлений $\Delta p_c / \Delta p_p$, от которого зависит режим работы гидроструйного насоса, для установки по рис. 8.1, в имеет вид

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c - p_n}{(p_{нас} + p'_n) - p_n}. \quad (8.3)$$

Формулу для расчета КПД установки по рис. 8.1, в можно получить, записывая выражения для полезной $N_{пол}$ и затраченной $N_{затр}$ мощностей. Полезная мощность установки складывается из мощности $N_{пол 1}$, полученной расходом жидкости, перекачиваемой центробежным насосом $Q_{нас}$, и мощности $N_{пол 2}$, переданной полезной подаче от гидроструйного насоса $Q_{пол}$:

$$N_{пол 1} = Q_{нас} (p_c - p'_n) / (\rho g); \quad (8.4)$$

$$N_{пол 2} = Q_{пол} (p_c - p_n) / (\rho g). \quad (8.5)$$

Затраченная на работу центробежного насоса мощность

$$N_{затр} = Q_{нас} p_{нас} / (\eta_{нас} \rho g).$$

Таким образом, КПД насосной установки можно вычислить по формуле

$$\eta_{уст} = \frac{Q_{нас} (p_c - p'_n) + Q_{пол} (p_c - p_n)}{Q_{нас} p_{нас}} \eta_{нас}, \quad (8.6)$$

где $\eta_{нас}$ — КПД лопастного насосного агрегата.

С учетом того, что отношение $Q_{пол} / Q_{нас}$ представляет собой коэффициент подсоса струйного насоса u , выражение (8.6) можно записать в следующем виде:

$$\eta_{уст} = \left(\frac{p_c - p'_n}{p_{нас}} + u \frac{p_c - p_n}{p_{нас}} \right) \eta_{нас}. \quad (8.7)$$

Для случая, когда откачка жидкости ведется вместе расположенными лопастными и гидроструйными насосами из одного приемного резервуара, а потери напора во всасывающих трубопроводах этих насосов не учитываются или равны между собой, можно считать, что $p'_n = p_n$, и тогда

$$\eta_{уст} = (1 + u) \frac{p_c - p_n}{p_{нас}} \eta_{нас}. \quad (8.8)$$

Принимая условие $p'_н = p_н$ в уравнении (8.3), получим

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c - p_н}{p_{нас}}. \quad (8.9)$$

С учетом (8.9) выражение (8.8) можно записать в виде

$$\eta_{уст} = (1 + u) \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \eta_{нас}. \quad (8.10)$$

Величина $(1 + u) \Delta p_c / \Delta p_p$ представляет собой КПД гидравлической части схемы или просто *гидравлический КПД*, который, как и ранее, обозначим через η_r . Таким образом, гидравлический КПД установки по рис. 8.1, в в частном случае, когда $p'_н = p_н$, равен

$$\eta_r = (1 + u) \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}. \quad (8.11)$$

В общем случае, когда $p'_н \neq p_н$, из выражения (8.7) имеем

$$\eta_r = \frac{p_c - p'_н}{p_{нас}} + u \frac{p_c - p_н}{p_{нас}}. \quad (8.12)$$

Отношение $(p_c - p_н) / p_{нас}$ в выражениях (8.8) и (8.9) представляет собой относительное полезное давление $p_{пол} / p_{нас}$ установки по рис. 8.1, в. Аналогичные выражения для $p_{пол} / p_{нас}$ установок по рис. 8.1, а, б приведены в п. 5.2 [см. формулы (5.18) и (5.19)].

Очевидно, что выражение для относительной полезной подачи установки по рис. 8.1, в можно записать в виде

$$Q_{пол} / Q_{нас} = 1 + u. \quad (8.13)$$

Для установок по рис. 8.1, а, б относительная полезная подача представлена выражениями (5.7) и (5.14), которые приведены также в табл. 5.1. В той же таблице помещены формулы для вычисления гидравлического КПД установок η_r . В форме, аналогичной форме уравнения (8.10), эти выражения имеют вид:

для установки по рис. 8.1, а

$$\eta_r = u \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p}, \quad (8.14)$$

для установки по рис. 8.1, б

$$\eta_r = \frac{u}{1 + u} \frac{1}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p}. \quad (8.15)$$

Производя вычисления для установки по рис. 8.1, в с использованием выражений (8.9)—(8.11) аналогично вычислениям, выполненным в п. 5.2, можно получить численные значения зависимостей $\eta_r = f(p_{пол} / p_{нас})$ и $Q_{пол} / Q_{нас} = f(p_{пол} / p_{нас})$ (рис. 8.2). Результаты этих вычислений можно использовать для сравнения показателей установок по рис. 8.1, а—в.

Проанализируем показатели установок, используя рис. 8.2. По оси абсцисс отложено отношение

давления, создаваемого установкой (полезного давления) $p_{пол}$, к давлению насоса $p_{нас}$. Таким образом, отношение $p_{пол}/p_{нас}$ характеризует режим работы установок по давлению. По оси ординат отложено отношение полезного расхода (подачи) установки $Q_{пол}$ к подаче центробежного насоса $Q_{нас}$, работающего в составе преобразователя характеристики. Заметим, что для установки по рис. 8.1, в полезная подача равна сумме $Q_{нас} + Q_{пол}$. На рис. 8.2 показана также зависимость гидравлического КПД установок η_g от отношения $p_{пол}/p_{нас}$.

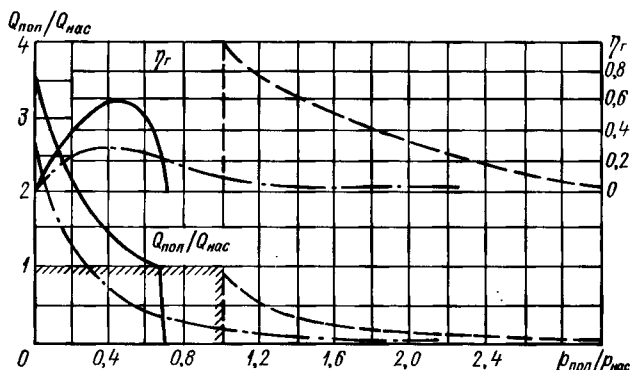


Рис. 8.2. Зависимости $Q_{пол}/Q_{нас} = f(p_{пол}/p_{нас})$ и $\eta_g = f(p_{пол}/p_{нас})$ для установок-преобразователей, схемы которых приведены на рис. 8.1:

— установка по рис. 8.1, а; — — — установка по рис. 8.1, б; — · — установка по рис. 8.1, в

Обратим внимание на возможный диапазон работы установок по давлениям и расходам (подачам). Как следует из рис. 8.2, а также табл. 5.1, установки-преобразователи позволяют создать полезное давление от 0 до $3,2p_{нас}$:

Схема установки . . .	Рис. 8.1, а	Рис. 8.1, б	Рис. 8.1, в
Полезное давление . .	$(0 \div 2,2) p_{нас}$	$(1 \div 3,2) p_{нас}$	$(0 \div 0,7) p_{нас}$

В указанных диапазонах изменения давления установки обеспечивают различную полезную подачу.

Для установки по рис. 8.1, а полезная подача изменяется в пределах $(4 \div 0) Q_{нас}$. При этом с увеличением относительного полезного давления $p_{пол}/p_{нас}$ полезная подача установки уменьшается. Так, при $p_{пол}/p_{нас} = 0,1$ относительная полезная подача составляет около $2Q_{нас}$, при увеличении относительного полезного давления $p_{пол}/p_{нас}$ до $p_{нас}$ относительная полезная подача составит лишь $0,2Q_{нас}$.

Установка по рис. 8.1, б может работать с относительной подачей $(0,95 \div 0) Q_{нас}$. По мере увеличения $p_{пол}/p_{нас}$ полезная подача быстро уменьшается.

Преобразователь характеристик с последовательным включением лопастного и гидроструйного насоса (рис. 8.1, в) может работать в более узком диапазоне относительных давлений, чем установка по рис. 8.1, а, б, но в этом диапазоне он обеспечивает более высокую относительную подачу, составляющую $(5 \div 1) Q_{\text{нас}}$.

Гидравлический КПД установок изменяется от 0 до 1 (см. рис. 8.2).

Самым низким гидравлическим КПД обладает установка по схеме на рис. 8.1, а. Для этой установки во всем возможном диапазоне изменения давлений и подач гидравлический КПД равен КПД гидроструйного насоса [см. формулу (8.14)]. Максимальное значение η_r для этой установки достигается в диапазоне изменения $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 0,3 \div 0,5$. В этом диапазоне относительный полезный расход $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = 0,9 \div 0,5$.

Для установки по рис. 8.1, б максимальное значение гидравлический КПД имеет при $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 1$, т. е. при отсутствии в схеме гидроструйного насоса. В этом случае $\eta_r = 1$, а КПД установки в целом равен КПД лопастного насоса. По мере увеличения отношения $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ гидравлический КПД постепенно уменьшается. Так, при $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 2$ величина η_r составляет 0,4. В диапазоне $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 1 \div 1,4$ гидравлический КПД $\eta_r \geq 0,6$, т. е. выше, чем для установок по рис. 8.1, а, в.

Установка по рис. 8.1, в в большей части рабочего диапазона давлений ($p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 0 \div 0,7$) имеет более высокий гидравлический КПД, чем установка по рис. 8.1, а.

Необходимо обратить внимание на тот факт, что в диапазоне $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 0,7 \div 1,0$ может работать лишь установка по рис. 8.1, а. Она обеспечивает при этом относительную полезную подачу $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = 0,6 \div 0,3$ и гидравлический КПД $\eta_r = 0,2 \div 0,1$.

Ранее было отмечено, что применять струйные преобразователи характеристик целесообразно в тех случаях, когда требуется повысить давление или подачу лопастных насосов выше номинальных значений по их характеристике, т. е. в диапазоне $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} > 1$ или $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} > 1$. Этот диапазон расположен выше и правее заштрихованной на рис. 8.2 площади. Правая зона $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} > 1$ полностью занята кривой $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = f(p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}})$, относящейся к установке по рис. 8.1, б. Интервал изменения $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} > 1$ может быть обеспечен установкой по рис. 8.1, в (при $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} < 0,7$) или установкой по рис. 8.1 а (при $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} < 0,3$). В связи с тем, что установка по рис. 8.1, в имеет более высокий гидравлический КПД, чем установка по рис. 8.1, а, применение последней обоснованно в тех случаях, когда из технологических соображений необходима циркуляционная схема.

Следует особо остановиться на вопросе создания максимального давления $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ установками по рис. 8.1, а, б. Как следует из рис. 8.2, а также из табл. 5.2, для установки по рис. 8.1, б $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 1 \div 3,2$.

Такое же давление создается у сопла гидроструйного насоса. При достаточно высоком значении $p_{\text{нас}}$ соотношение p_p/p_n может превысить значение, при котором возникает кавитация в гидроструйном насосе. Предельное отношение p_p/p_n можно определить по табл. 5.2.

Например, для установки по рис. 8.1, б при $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 2,2$ и $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = 0,1$ максимально допустимое значение отношения p_p/p_n из условия возникновения кавитации в гидроструйном насосе составляет около 9,5. Учитывая, что $p_p = p_{\text{пол}} + 0,1$, и принимая, что абсолютное давление на всасывании гидроструйного насоса равно атмосферному ($p_n = 0,1$ МПа), можно определить предельное давление насоса $p_{\text{нас}}$. Так как $(p_p/p_n)_{\text{max}} = 9,5$, то $p_{p \text{ max}} = 0,95$ МПа. Тогда $p_p = p_{\text{пол}} + 0,1 = 0,95$ МПа. Отсюда $p_{\text{пол}} = 0,85$ МПа. Следовательно, давление насоса не должно превышать величины $0,85/2,2 \approx 0,4$ МПа.

При большем давлении насоса расчетный режим не может быть реализован из-за возникновения кавитации.

В работе [55] также рассмотрены схемы преобразователей характеристик (см. рис. 8.1, а, б). В. П. Рудник, рассматривая многоступенчатые схемы последовательно включенных преобразователей, рассчитывает суммарное полезное давление путем возведения отношения $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ в степень, равную числу ступеней. При этом не учитывается возможность возникновения кавитации с ростом давления у сопла гидроструйного насоса, что может в определенных условиях привести к существенным ошибкам. Поэтому после гидравлического расчета установок необходимо выполнить проверку на возможность возникновения кавитации в гидроструйном насосе.

Для расчета установок по рис. 8.1, а, б с учетом кавитации можно использовать табл. 5.2 или рис. 5.6, где приведены основные данные, необходимые для расчета установок. Установке по рис. 8.1, а соответствует установка по рис. 5.5, а или б, а установке по рис. 8.1, б — установка по рис. 5.5, в или г.

Расчет оптимального режима работы установок с использованием табл. 5.2 или рис. 5.6 можно выполнить в следующей последовательности.

1. Задаваясь отношением $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$, определяют значение $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ для выбранного типа установки. Если задана величина $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$, то определяют отношение $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$.

2. Зная величину $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$, по рис. 5.6 определяют основной геометрический параметр гидроструйного насоса d_r/d_c , гидравлический КПД установки и максимально допустимое значение отношения p_p/p_n .

3. Проверяют выбранный режим на возможность возникновения кавитации. Для этого, зная $p_{\text{нас}}$ и $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$, определяют $p_{\text{пол}}$. Находят абсолютное рабочее давление жидкости у сопла гидроструйного насоса $p_p = p_{\text{пол}} + 0,1$ МПа и, зная абсолютное давление на всасывании p_n , определяют фактическую величину p_p/p_n . Сравнивают фактическое значение p_p/p_n с расчетным: если расчетное значение больше фактического, то кавитации

в гидроструйном насосе не возникнет и расчетный режим может быть реализован. В противоположном случае необходимо повторить расчет.

4. Если расчет гидравлических параметров закончен, то, зная d_r/d_c , можно рассчитать остальные конструктивные размеры гидроструйного насоса, используя расчетные зависимости из п. 1.5.

Расчетные графики, приведенные на рис. 8.2, относятся к оптимальному режиму работы установок-преобразователей. Они описывают только одну точку на p — Q -характеристике установки,

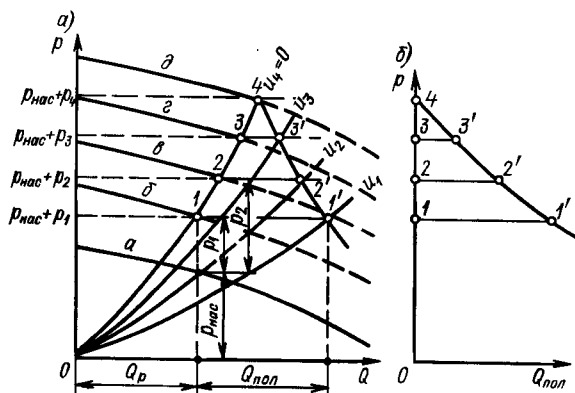


Рис. 8.3. К методике построения характеристик установки, схема которой приведена на рис. 8.1, а

имеющей в своем составе гидроструйный насос заданных размеров (с найденным основным геометрическим параметром d_r/d_c). При работе установки параметры, определяющие ее работу, могут изменяться. Так, может изменяться давление в сети потребителя $p_{пол}$ или абсолютное давление p_n , определяемое высотой всасывания H_n . Поэтому рассмотрим методику построения p — Q -характеристик установок.

Методику построения p — Q -характеристики установки по рис. 8.1, а можно проиллюстрировать графиками, приведенными на рис. 8.3.

На рис. 8.3, а кривой а показана p — Q -характеристика центробежного насоса 1 (см. рис. 8.1, а), работающего в составе преобразователя. Кривые б, в, г, д соответствуют p — Q -характеристике лопастного насоса, когда за счет работы гидроструйного насоса 3 во всасывающем трубопроводе центробежного насоса создается подпор p_c , равный соответственно p_1, p_2, p_3, p_4 . В этих случаях p — Q -характеристика насоса должна быть поднята вверх эквидистантно самой себе на величину p_1, p_2, p_3, p_4 .

Пусть расчет установки выполнен для режима, соответствующего подпору на всасывании центробежного насоса p_0 , равному p_1 .

При работе в этом режиме через рабочее сопло гидроструйного насоса должен проходить расчетный рабочий расход жидкости Q_p , который определяется точкой 1 — точкой пересечения p — Q -характеристик рабочего сопла (кривая 0-1-2-3-4) и лопастного насоса (кривая б). Полезный расход жидкости в данном случае может быть определен путем умножения величины Q_p на расчетный коэффициент подсоса гидроструйного насоса u , вычисленный по табл. 5.2 (или по рис. 5.6) в зависимости от заданной величины $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$.

Полезная подача установки $Q_{\text{пол}} = uQ_p$ отложена на рис. 8.3, а в виде отрезка 1—1'. Для этого режима работы установки определяется и основной геометрический параметр d_r/d_c гидроструйного насоса. Для вычисления оптимального значения d_r/d_c можно воспользоваться непосредственно табл. 5.2, рис. 5.6 или обобщенными характеристиками гидроструйных насосов (см. рис. 1.13). В последнем случае необходимо сначала вычислить безразмерное отношение давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$ по формуле (5.6), а затем определить по рис. 1.13 коэффициент подсоса гидроструйного насоса u и параметр d_r/d_c .

Далее можно приступить к построению p — Q -характеристики установки с выбранным геометрическим параметром гидроструйного насоса d_r/d_c , с известными p — Q -характеристиками центробежного насоса (кривая а) и рабочего сопла гидроструйного насоса (кривая 0-1-2-3-4).

Для построения p — Q -характеристики преобразователя необходимо задаться возможным диапазоном изменения отношения $(p_c - p_n)/p_{\text{нас}}$. Принимая одно из значений этого отношения внутри заданного диапазона, определяют по формуле (5.6) величину $\Delta p_c/\Delta p_p$, а затем по рис. 1.13 при вычисленной величине $\Delta p_c/\Delta p_p$ и определенном для оптимального режима работы установки (расчетного режима) значении d_r/d_c находят коэффициент подсоса гидроструйного насоса u .

Расход рабочей жидкости для выбранного значения отношения $(p_c - p_n)/p_{\text{нас}}$ определяют на рис. 8.3, а по точке 2, лежащей на пересечении p — Q -характеристики рабочего сопла (кривая 0-1-2-3-4) с p — Q -характеристикой насоса, смещенной вверх относительно кривой а на величину $p_c = p_2$ (кривая в). Полезный расход (подача) установки в последнем случае выражается на рис. 8.3, а отрезком 2—2'. Аналогично можно произвести вычисления для других значений отношения $(p_c - p_n)/p_{\text{нас}}$ (точки 3—3' на рис. 8.3, а).

Для удобства построения характеристик целесообразно сначала провести прямые, параллельные горизонтальной оси Q , с ординатами, равными $p_{\text{нас}} + p_c$, соответствующие заданному отношению $(p_c - p_n)/p_{\text{нас}}$. Кроме того, можно нанести на график кривые u_1 , u_2 , u_3 , u_4 и т. д., которые проходят через точки, получаемые путем умножения величин Q_p , соответствующих разным ординатам, на коэффициент подсоса u_1 , u_2 и др.

Следует заметить, что кривая 0-1-2-3-4 (p - Q -характеристика рабочего сопла) зависит не только от $p_{\text{нас}}$ и p_c (сумма этих величин составляет давление у рабочего сопла гидроструйного насоса p_p), но и от давления на всасывании $p_{\text{н}}$. Это обусловлено тем, что расход рабочей жидкости

$$Q_p = S_o \Phi_o \sqrt{2 \Delta p_p / \rho} = S_o \Phi_o \sqrt{2 (p_p - p_{\text{н}}) / \rho} = S_o \Phi_o \sqrt{2 (p_{\text{нас}} + p_c - p_{\text{н}}) / \rho},$$

где S_o — площадь выходного сечения сопла; Φ_o — коэффициент скорости сопла.

При изменении высоты всасывания гидроструйного насоса $H_{\text{н}}$ будет меняться величина $p_{\text{н}}$, а следовательно, кривая 0-1-2-3-4

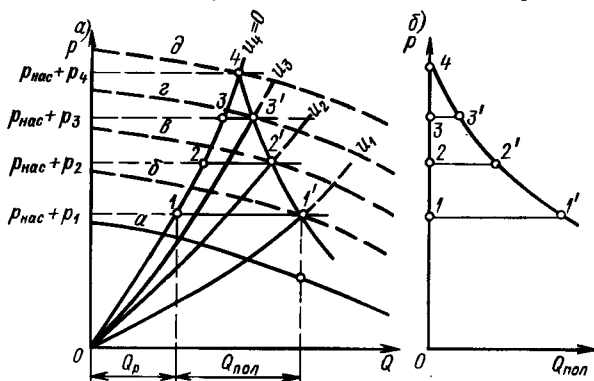


Рис. 8.4. К методике построения характеристик установки, схема которой приведена на рис. 8.1, б

займет новое положение. Это позволяет построить p - Q -характеристику установки и при изменении давления на всасывании гидроструйного насоса $p_{\text{н}}$.

Характеристику p - Q установки можно представить в виде отдельной кривой (рис. 8.3, б). Для ее построения отрезки 1-1'; 2-2' и другие переносят на график и соединяют между собой (кривая 1'-2'-3'-4'). Точка 4 соответствует режиму работы гидроструйного насоса, при котором коэффициент подсоса гидроструйного насоса $u = 0$.

Построение p - Q -характеристики установки по рис. 8.1, б имеет некоторые особенности. Это обусловлено тем, что в ней, в отличие от установки по рис. 8.1, а, через сопло гидроструйного насоса проходит не весь расход жидкости, перекачиваемый лопастным насосом, а часть этого расхода, равная $Q_{\text{нас}} - Q_{\text{пол}}$. Как показано в табл. 5.1, относительный рабочий расход $Q_p / Q_{\text{нас}} = 1 / (1 + u)$. Тогда относительный полезный расход составляет $Q_{\text{пол}} / Q_{\text{нас}} = u / (1 + u)$.

Построение p - Q -характеристики установки по рис. 8.1, б начинают аналогично предыдущей. Кроме p - Q -характеристики

лопастного насоса (кривая a) на график (рис. 8.4, a) наносят прямые, параллельные горизонтальной оси с ординатами $p_{\text{нас}} + p_1$, $p_{\text{нас}} + p_2$ и т. д. Пусть расчетный режим соответствует полезному давлению $p_{\text{нас}} + p_c = p_{\text{нас}} + p_1$. Тогда расход рабочей жидкости определяется по точке 1 — точке пересечения прямой $p_{\text{нас}} + p_1 = \text{const}$ и p — Q -характеристики сопла (кривая 0-1-2-3-4). Полезный расход установки изображается на рис. 8.4, a отрезком 1—1', равным uQ_p . Сумма $Q_p + Q_{\text{пол}}$ равна подаче насоса $Q_{\text{нас}}$.

Точки 2', 3', 4' на p — Q -характеристике установки строят следующим образом. Откладывая значение $p_{\text{нас}} + p_2$ на графике, вычисляют по формуле (5.6а) величину $\Delta p_c / \Delta p_p$. Пользуясь рис. 1.13, при вычисленном значении $\Delta p_c / \Delta p_p$ и величине d_r / d_c , найденной для основного расчетного режима по рис. 5.6, определяют коэффициент подсоса гидроструйного насоса u . Умножая на u новую величину Q_p , определяемую как отрезок между вертикальной осью и точкой 2, находят новый полезный расход (отрезок 2—2'). Аналогично производят вычисления и для остальных точек. Затем p — Q -характеристику переносят на отдельный график (рис. 8.4, б).

Расчетный режим лопастного насоса, работающего в составе преобразователя, можно выбирать из условия обеспечения максимума КПД установки $\eta_{\text{уст}} = \eta_r \eta_{\text{нас}}$ или максимума полезной подачи.

Для сравнения различных режимов выбирают на p — Q -характеристике насоса не менее трех точек, которым соответствуют значения давления p , подачи Q и КПД насосного агрегата η_n . Рассчитывают преобразователь для каждой из точек, выбранных по характеристике лопастного насоса. При этом определяют значения гидравлического КПД η_r и относительную полезную подачу $Q_{\text{пол}} / Q_{\text{нас}}$. Затем для каждого из выбранных режимов определяют гидравлический КПД установки и абсолютное значение полезной подачи $Q_{\text{пол}}$. Сравнение полученных значений η_r или $Q_{\text{пол}}$ дает основание для выбора расчетного режима эксплуатации центробежного насоса в установке.

Глава 9

СТРУЙНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГИДРОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ И ГИДРОДОБЫЧИ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ

9.1. Гидротранспортные струйные установки

Широкое применение гидромеханизации является характерной чертой современного развития различных отраслей промышленности и строительства. В каждом конкретном случае технология производства работ основывается на использовании различных

технических средств гидромеханизации, которые могут быть объединены в технологические комплексы. Одним из звеньев технологических комплексов гидромеханизации является гидравлический трубопроводный транспорт. Он высокопроизводителен, относительно дешев, практически не имеет потерь транспортируемых продуктов и обеспечивает непрерывность транспортирования. Его можно полностью механизировать и автоматизировать. С помощью гидромеханизации в ряде случаев добывают зернистые материалы (песок, гравий и т. п.). Наряду с другими видами оборудования в технологических комплексах гидромеханизации широкое применение находят гидроструйные насосы и установки с гидроструйными и центробежными насосами.

Гидроструйный насос — одно из наиболее простых устройств для запитывания гидротранспортных установок и транспортирования гидросмесей по трубам. Гидроструйные насосы не содержат движущихся деталей, практически нечув-

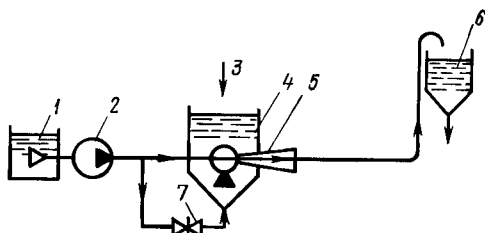


Рис. 9.1. Схема гидротранспортной установки с гидроструйным насосом

ствительны к подосу воздуха, просты в обслуживании и эксплуатации, имеют небольшие габаритные размеры и массу, могут быть легко изготовлены в местных условиях. Вопросы применения струйных аппаратов для гидромеханизации рассмотрены А. П. Юфиным [85], П. Н. Каменевым [23], Б. Э. Фридманом [78], Д. П. Лобановым и А. Е. Смолдыревым [35] и др. Заметный вклад в повышение экономичности работы установок с гидроструйными насосами внесли В. К. Темнов [70], Е. Ф. Ложков [36] и Г. С. Щербина [84].

Прежде всего следует рассмотреть работу гидроструйных насосов в качестве питателя гидросистем, т. е. устройства, с помощью которого твердые вещества вводятся в трубопровод.

На рис. 9.1 приведена схема гидротранспортной установки для забора твердых веществ из бункера с помощью гидроструйного насоса. В этой установке центробежный насос 2 забирает воду из резервуара 1 и подает в рабочее сопло гидроструйного насоса 5. Последний расположен в приемном бункере 4, куда подаются твердые вещества 3. От напорной магистрали насоса 2 имеется ответвление с задвижкой 7, которое соединено с нижней конической частью бункера 4. С помощью задвижки 7 можно так отрегулировать подачу воды в бункер, чтобы она размывала твердые вещества и позволяла всасывать их гидроструйным насосом 5. Всасывающее отверстие гидроструйного насоса, в соответствии с рекомендациями Г. С. Щербины [84], целесообразно выполнять в нижней части

всасывающей полости. Это позволяет струйному насосу устойчиво работать в условиях завала его твердыми веществами. Гидросмесь после установки подают по трубопроводу для использования или дальнейшего транспортирования в бункер 6.

Преимуществом рассматриваемой установки является то, что центробежный насос работает на чистой жидкости. Это предотвращает его абразивное изнашивание и повышает КПД по сравнению с КПД землесосов, углесосов и других насосов для загрязненных жидкостей.

Регулируя количество воды, поступающей в бункер 4, подвижной 7, можно приблизиться к режиму сухой загрузки, который, как показал Е. Ф. Ложков, является наиболее целесообразным и экономичным. Этот режим позволяет транспортировать по трубам гидросмесь с оптимальной концентрацией (см. гл. 2).

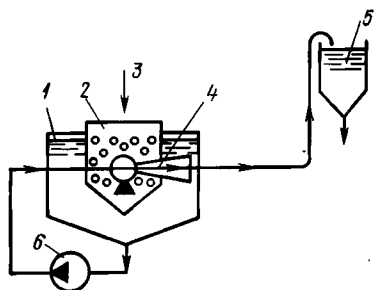


Рис. 9.2. Схема двухструйной гидротранспортной установки

На рис. 9.2 приведена схема так называемой двухструйной гидротранспортной установки. Гидросмесь 3 вместе с жидкостью поступает в бункер 2, имеющий отверстия, позволяющие жидкости проходить в резервуар 1. Центробежный насос 6 забирает из резервуара относительно чистую

жидкость и подает ее в рабочее сопло гидроструйного насоса 4. Последний подсасывает гидросмесь из бункера 2. Необходимое для всасывания гидроструйным насосом твердых веществ количество жидкости поступает из резервуара 1 через отверстия в стенках бункера 2. Откачиваемая гидросмесь по напорному трубопроводу поступает на использование или для дальнейшего транспортирования в бункер 5. По описанной схеме целесообразно монтировать промежуточные бункеры при транспортировании гидросмеси с помощью нескольких ступеней насосных установок. В гл. 8 было показано, что установка, выполненная по схеме двухструйной насосной станции, позволяет увеличить суммарную подачу гидросмеси.

К одной из первых публикаций, в которой рассмотрена установка, выполненная по схеме на рис. 9.2, относится статья В. С. Надысева [44]. Автор предложил применять такую установку для предотвращения частого засорения насосов на небольших канализационных насосных станциях (по данным статьи, засорение насосов типа НФ при использовании решеток с расстоянием между стержнями 15 мм происходило до 700 раз в год). Применение установки по рис. 9.2 позволяет, кроме того, повысить подачу насосов, так как подача гидросмеси равна сумме расходов жидкости, перекачиваемой центробежным насосом и подсасываемой струйным

насосом. Помимо этого предотвращение засорения насосов ликвидирует перебои в работе насосных станций, улучшает санитарные условия населенных пунктов и позволяет избежать применения ручного труда по чистке насосов и решеток.

В случаях, когда для транспортирования по трубам требуется сгущение гидросмеси, можно применять циркуляционные установки, схемы которых приведены на рис. 9.3 и 9.4.

Циркуляционная установка, изображенная на рис. 9.3¹, работает следующим образом. Центробежный насос 1 подает воду

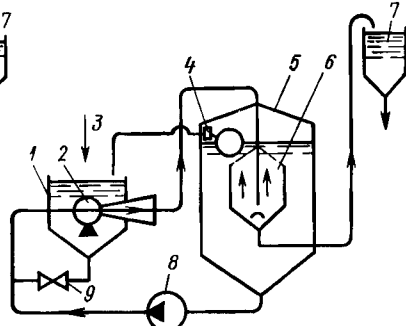
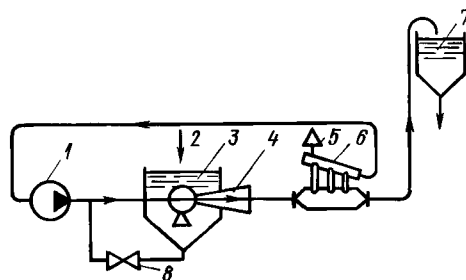


Рис. 9.3. Схема циркуляционной установки для гидротранспортирования твердых веществ с трубчатым сгустителем [а. с. 131227 (СССР)]

Рис. 9.4. Схема установки для гидротранспортирования твердых веществ с циркуляционным баком и вертикальным баком-сепаратором

в сопло гидроструйного насоса 4, который подсасывает из бункера 3 поступающую туда гидросмесь 2. Далее гидросмесь подается в сгуститель-водоотделитель 6, работающий за счет того, что твердые примеси при достаточной крупности перемещаются путем перекачивания по дну трубы (см. гл. 2), а вода, не содержащая примесей, находится в верхней части трубы. Часть жидкости из водоотделителя поступает в виде циркуляционного расхода к центробежному насосу, а сгущенная смесь подается для использования или дальнейшего транспортирования в бункер 7. В необходимых случаях через трубу с задвижкой 8 часть жидкости от насоса 1 подается для размыва твердых веществ в коническую часть бункера 3. Для выпуска воздуха из водоотделителя на нем установлен вантуз 5. Водоотделитель 6 состоит из нижнего и верхнего коллекторов и соединяющих их вертикальных труб. Размеры водоотделителя выбираются на основании экспериментальных данных. Вода, возвращаемая из водоотделителя во всасывающий патрубок гидроструйного насоса, увеличивает давление перед рабочим соплом. В целом установка работает по схеме с отбором жидкости после гидроструйного насоса (см. рис. 5.3, а), но при построении ее характеристик необходимо использовать формулы, разработанные

¹ А. с. 131227 (СССР).

ные для расчета струйных насосов для гидротранспортирования и приведенные в гл. 2.

Установка, схема которой изображена на рис. 9.4, также является циркуляционной. Она ликвидирует недостаток, присущий установке по рис. 9.3, заключающийся в том, что в случае прекращения подачи гидросмеси в бункер установки происходит срыв работы центробежного насоса. Для нового запуска в работу требуется заполнить систему водой.

Установка по рис. 9.4 содержит циркуляционный бак 5, к нижней части которого подключен всасывающим патрубком центробежный насос 8. К напорному патрубку насоса 8 полостью рабочего сопла подключен гидроструйный насос 2. Напорный патрубок гидроструйного насоса 2 соединен с циркуляционным баком. Внутри циркуляционного бака 5 установлен вспомогательный бак-сепаратор 6, заканчивающийся в нижней части конусом, к которому подключен напорный трубопровод установки, выведенный в бункер 7, откуда гидросмесь поступает на использование или на дальнейшую перекачку. Верхняя часть бака-сепаратора 6 закрыта решеткой, сквозь которую пропущен до дна бака напорный трубопровод от гидроструйного насоса. Всасывающая полость гидроструйного насоса 2 с помощью трубопровода, имеющего задвижку 9, соединена с нижней конусной частью приемного бункера 1, в который поступает гидросмесь 3. К верхней части циркуляционного бака 5 присоединен трубопровод с поплавковым клапаном 4, другой конец которого выведен в приемный бункер 1. Поплавковый клапан смонтирован так, что открывается при понижении уровня воды в циркуляционном баке и закрывается при повышении этого уровня. Первоначально циркуляционный бак 5 наполняется водой до такого уровня, чтобы поплавок 4 находился в закрытом состоянии.

При включении насоса 8 жидкость под напором, создаваемым этим насосом, подается в сопло струйного насоса 2 и далее по напорной трубе обратно в бак 5. Струйный насос засасывает из бункера 1 гидросмесь, которая затем вместе с циркуляционным расходом жидкости поступает в нижнюю часть бака-сепаратора 6. При этом давление в баке 5 повышается и гидросмесь начинает транспортироваться под действием этого давления по напорному трубопроводу в бункер 7. Некоторое количество жидкости, соответствующее циркуляционному расходу в контуре бак — центробежный насос — струйный насос, поднимается в баке-сепараторе вверх, проходит через решетку и поступает в бак 5, откуда снова забирается центробежным насосом.

Поперечное сечение бака-сепаратора 6 рассчитывается из условия, чтобы скорость восходящего потока в этом баке была меньше, чем гидравлическая крупность (скорость оседания) твердых частиц, транспортируемых установкой. Поэтому твердые частицы не могут подняться в баке-сепараторе вверх и попасть в бак 5, т. е. в циркулирующую через струйный и центробежный

насосы жидкость. Это предотвращает засорение насосов и скопление твердых примесей в баке 5. Решетка является лишь предохранительным устройством, препятствующим случайному проскоку твердых частиц в бак 5 и поэтому практически не засоряется при работе установки. В процессе работы гидросмесь удаляется по напорной трубе, а освобожденная от твердых примесей заданного размера в баке-сепараторе жидкость циркулирует в установке.

Давление в баке 5 в процессе работы устанавливается равным необходимому давлению в напорном трубопроводе установки. Это давление, передаваясь через центробежный насос, увеличивает давление у сопла водоструйного насоса, тем самым снижая необходимый напор насоса, а следовательно, увеличивая экономичность работы установки.

При полной откачке гидросмеси из бункера 1 струйный насос начинает засасывать воздух из атмосферы, который будет постепенно вытеснять жидкость из бака 5 в напорный трубопровод. Чтобы предотвратить полное вытеснение жидкости из бака 5, к нему присоединена труба с поплавковым клапаном 4, который закрыт во время нормальной работы установки, если уровень жидкости в баке находится на заданной отметке. При частичном вытеснении жидкости из бака 5 уровень в нем упадет на некоторую величину, вызывая тем самым открытие клапана 4, сообщающего внутреннюю полость бака 5 с атмосферой. Открытие клапана 4 приведет к уменьшению давления в баке 5 и прекращению по этой причине дальнейшего вытеснения жидкости в напорный трубопровод. В случае появления жидкости в приемном бункере 1 струйный насос засосет ее и снова подаст в бак 5. При повышении уровня жидкости в этом баке клапан 4 закроется, после чего возобновится подача жидкости к баку 7.

При выключении установки подача жидкости по напорному трубопроводу постепенно прекратится. Под действием остаточного давления в баке 5 часть жидкости через струйный насос и далее через всасывающий трубопровод насоса 8 сольется в бункер 1. В процессе слива жидкость будет двигаться в установке в направлении, обратном тому, какое имела в процессе работы. Следовательно, решетка на баке-сепараторе 6 будет промыта обратным током жидкости. После сброса некоторого количества жидкости таким путем уровень жидкости в баке 5 понизится, что приведет к открытию клапана 4, падению в баке давления до атмосферного и прекращению подачи жидкости в приемный бункер 1 обратным током. Установка будет подготовлена к новому включению.

Наличие воздуха в баке 5, выполняющем роль воздушно-гидравлического компенсатора (амортизатора), позволяет предохранить систему от гидравлических ударов в момент пуска и остановки насоса.

Расчет вертикальных сепараторов для отделения твердых примесей описан А. П. Юфиным [85]. Описанная выше установка

(рис. 9.4) позволяет, если в циркуляционном баке смонтировать несколько сепараторов, классифицировать гидросмеси по крупности с выдачей нескольких фракций.

9.2. Струйные установки для всасывания твердого материала из подводных забоев

Для подачи гидросмесей из подводных забоев при добыче песка, гравия, при чистке оросительных и судоходных каналов, при дноуглубительных работах применяют различные земснаряды. Использование земснарядов с центробежными насосами в случае работы на гидросмесь ограничивается значительным увеличением вакуумметрической высоты всасывания (см. гл. 2). Указанное препятствие можно преодолеть путем применения гидроструйных насосов и установок с гидроструйными и центробежными насосами.

На рис. 9.5 приведена схема насосной установки для всасывания твердых веществ из подводных забоев. На понтоне 4 установлен основной центробежный насос (землесос) 2, предназначенный для перекачки гидросмеси, всасывающий трубопровод которого опущен до дна. На конце всасывающего трубопровода смонтирован грунтозаборный орган, в качестве которого использован гидроструйный насос 5. Для обеспечения работы гидроструйного насоса к нему подведен напорный трубопровод от центробежного насоса 1, который также размещен на понтоне 4. Всасывающий трубопровод насоса 1 опущен под уровень жидкости.

Установка работает следующим образом. При незначительных заглублениях грунтозаборного органа, если фактическая вакуумметрическая высота всасывания насоса 2 не превышает допустимой, рассчитанной по уравнению (2.16), можно не подавать рабочую воду к гидроструйному насосу 5. Для обеспечения минимального заужения сечения всасывающего трубопровода целесообразно использовать кольцевые струйные насосы (см. гл. 1). При работе земснаряда на значительных глубинах, когда подача гидросмеси ограничивается кавитацией насоса 2, включается центробежный насос 1, подающий воду в рабочее сопло гидроструйного насоса 5. Это позволяет создать необходимый подпор во всасывающем трубопроводе землесоса 2 и обеспечить его бескавитационную работу.

Расчет установок с гидроструйными насосами для повышения допустимой вакуумметрической высоты всасывания центробежных насосов рассмотрен в гл. 6. Особенностью применяемой в рассматриваемом случае схемы является то, что жидкость для работы гидроструйного бустерного насоса подается отдельным насосом 1, работающим на чистой жидкости, а не отбирается из напорного трубопровода основного насоса 2. Это объясняется тем, что насос 2 перекачивает гидросмесь, которая может засорить рабочее сопло гидроструйного насоса.

Установка по рис. 9.5 может работать также только с помощью центробежного 1 и гидроструйного 5 насосов, если смонтировать обводную линию вокруг насоса 2. Но такая работа в большинстве случаев нецелесообразна, так как при необходимости поднимать гидросмесь на определенную высоту (в бункер 3) полезная подача гидроструйного насоса сильно снижается.

Глава 10

УСТАНОВКИ С ЖИДКОСТНО-ГАЗОВЫМИ СТРУЙНЫМИ АППАРАТАМИ

10.1. Вакуумные установки с жидкостно-газовыми струйными аппаратами

Простота устройства, высокая надежность, относительно малые габаритные размеры и стоимость жидкостно-газовых струйных аппаратов с компактной струей жидкости (см. п. 3.1) позволяют широко использовать их в качестве устройств для создания вакуума, откачки газов и паров в различных отраслях техники.

В качестве примеров использования жидкостно-газовых струйных аппаратов как вакуумных насосов можно указать применение водовоздушных эжекторов для вакуумирования центробежных насосов перед пуском [38], для откачки парогазовых смесей из конденсаторов паровых турбин [65], из испарителей дистилляционных опреснительных установок и деаэраторов [1, 79]. В работе [14] предложено использовать струйные эжекторы для откачки паров и жидкой фазы из сальников центробежных насосов, перекачивающих легкие светлые нефтепродукты. При этом в рабочее сопло струйных насосов подают непосредственно перекачиваемые насосом нефтепродукты. Остановимся на вопросах применения жидкостно-газовых эжекторов более подробно.

Установки для вакуумирования центробежных насосов перед пуском

Вакуумирование центробежных насосов, расположенных выше уровня жидкости в приемном резервуаре (источнике), можно проводить периодически или непосредственно перед пуском, можно

также поддерживать насосы постоянно под вакуумом, в залитом водой состоянии, с постоянной готовностью к пуску.

Схемы установок. Постоянное содержание в залитом состоянии насосов, расположенных выше уровня воды в приемном резервуаре, позволяет установка, названная М. П. Суловым [69] схемой с автоподсосом. Сущность автоматического подсоса заключается в том, что работающий насос, залитый жидкостью перед пуском одним из обычных способов, постоянно под-

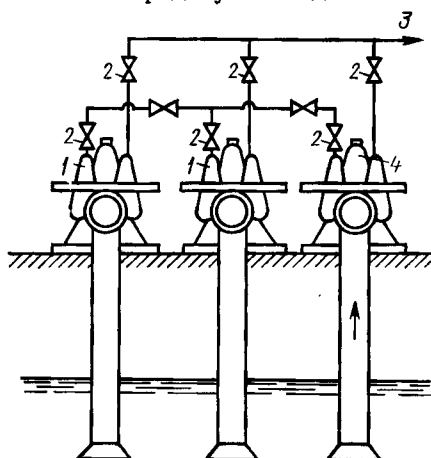


Рис. 10.1. Схема с автоподсосом, позволяющая поддерживать резервные насосы под вакуумом в залитом водой состоянии:

1 — резервные насосы; 2 — запорные вентили; 3 — труба к автономной вакуумной установке; 4 — рабочий насос

держивает разрежение во всасывающих линиях и корпусах резервных насосов. Для этого всасывающие полости каждого из установленных на насосной станции резервных насосов соединяют трубопроводами между собой (рис. 10.1) и, кроме того, для возможности обеспечения первоначального запуска или пуска насосов после отключения электроэнергии присоединяют их также к автономной установке. В связи с тем, что разрежение во всасывающей полости работающего насоса превышает значение вакуума, соответствующего геометрической высоте всасывания, на величину потерь напора, резервные насосы могут постоянно находиться в залитом жидкостью, готовом к автоматическому пуску состоянии.

Постоянное поддержание разрежения в резервных насосах неизбежно связано с подсосом воздуха работающим насосом через неплотности в сальниковых уплотнениях самих насосов, арматуры, в соединениях трубопроводов, а также вследствие выделения воздуха из воды под действием вакуума. Поступление воздуха в работающий центробежный насос не только снижает его КПД, напор и подачу, но в ряде случаев может привести к срыву работы и возникновению в трубопроводах колебаний давления вследствие возникновения гидравлического удара. Влияние поступления воздуха в центробежные насосы изучалось как в связи с существующим методом регулирования подачи и напора за счет впуска в него воздуха [67], так и при исследовании метода автоподсоса [69]. А. И. Степановым установлено [67], что при впуске воздуха во всасывающий патрубок центробежного насоса (в количестве до 1—2 % по объему от подачи насоса) существенно снижаются его напор и подача на-

сосу, а также КПД. В благоприятных условиях насос продолжает еще работать при впуске воздуха до 14 % от его подачи. В реальных же условиях при поступлении воздуха в количестве 3—5 % возникают, как правило, колебания напора и подачи и происходит срыв работы насоса. Проведенные М. П. Сусловым исследования работы насосов в условиях автоподсоса показали [69], что при тщательном обслуживании насосов и поддержании их сальников в исправном состоянии подсос воздуха находится в пределах 0,2—0,4 % от подачи насоса. В этом случае поступление воздуха мало сказывается на работе насосов. Одновременно было отмечено, что, находясь длительное время в режиме автоподсоса, сальниковая набивка резервных насосов высыхает и подсос воздуха через сальники увеличивается. Заметим, что уплотнение сальников путем их затяжки возможно лишь до определенного предела, особенно для небольших насосов. При чрезмерной затяжке сальников двигатель насоса при пуске может не преодолеть сопротивления трению.

Для предотвращения высыхания сальниковой набивки рекомендуется [69] воду для гидравлического уплотнения подводить от постороннего источника, а не от корпуса насоса, как это обычно принято. На автоматизированных насосных станциях, где обслуживающий персонал находится лишь периодически, постоянное обслуживание насосов не проводится, подсос воздуха через сальники может достигать более 1—2 % от подачи насоса. Снижение напора, подачи и КПД насосов достигает 5—6 %. При мощности работающих насосов порядка 100 кВт перерасход мощности на функционирование схемы автоподсоса составляет 5—10 кВт. В таких случаях целесообразно рассмотреть и другие способы постоянно поддерживать насосы под вакуумом, в залитом водой состоянии, в постоянной готовности к пуску.

В целях упрощения эксплуатации насосных станций желательно иметь однотипное оборудование как для первоначального или аварийного, так и для непрерывного вакуумирования насосов в процессе нормальной работы.

Для первоначального и аварийного запуска насосов в большинстве случаев применяют различные вакуум-насосы. Так, на водопроводных станциях наибольшее распространение получили *ротационные водокольцевые вакуум-насосы* типов КВН, ВВН, РМК. Практика их эксплуатации показала, что эти насосы имеют ряд существенных недостатков [38].

Недостаточная надежность сальниковых уплотнений на валу из-за отсутствия водяной смазки и охлаждения приводит к их быстрому истиранию и подсосу воздуха, т. е. к срыву вакуума. Истирание сальниковой набивки усиливается при работе на воде, содержащей абразивные примеси (природные взвешенные вещества, окалину, продукты коррозии). Наличие в воде абразивных примесей способствует также увеличению торцевых зазоров между рабочим колесом (ротором) и корпусом насоса. Увеличение

торцевых зазоров приводит к существенному снижению вакуума за счет внутренних перетечек воздуха между зонами всасывания и нагнетания.

Регулирование торцевых зазоров — сложная задача. При пуске вакуум-насосов требуется регулировать расход воды, подаваемой для создания водяного кольца, так как излишняя или недостаточная подача воды снижает подачу воздуха и создаваемый насосом вакуум. Кроме того, водокольцевые вакуум-насосы имеют недостаточный для обеспечения длительной работы ресурс. Поэтому автоматизировать заливку основных насосов с помощью водокольцевых вакуум-насосов очень трудно. Тем более нецелесообразно применять водокольцевые вакуум-насосы для постоянного вакуумирования резервных насосов.

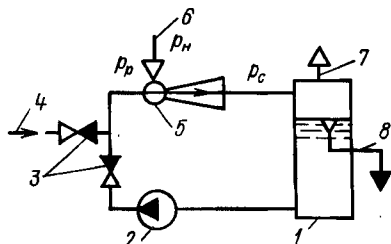


Рис. 10.2. Схема вакуумной установки с водовоздушным эжектором

Для первоначального или аварийного запуска и постоянного вакуумирования резервных насосов можно использовать установки с водовоздушными струйными аппаратами (эжекторами) [38].

Работу водоструйного эжектора, используемого в процессе нормальной работы для постоянного

вакуумирования резервных насосов, можно обеспечить за счет напора, создаваемого в сети насосной станции. Воду после эжектора можно сбрасывать в приемный резервуар насосной станции. Для первоначального и аварийного запуска служит установка с водоструйным эжектором и центробежным насосом, смонтированными в циркуляционном кольце (рис. 10.2) [38], аналогичная вакуумным водоотливным установкам, рассмотренным в п. 6.2. Установка работает следующим образом. Вода из циркуляционного бака 1 забирается находящимся ниже уровня воды в этом баке центробежным насосом 2 и подается в рабочее сопло водовоздушного эжектора 5, после которого свободно сливается обратно в бак 1. Всасывающий патрубок 6 эжектора 5 присоединяется к системе заливных труб основных насосов. Воздух, откачиваемый эжектором при работе установки, поступает в бак 1, где отделяется от воды и выпускается в атмосферу через вантуз 7. Поступающая при заливке насосов вместе с воздухом вода сливается по переливной трубе 8. Для обеспечения возможности работы установки за счет напора основных насосов без запуска насоса 2 в период нормального функционирования насосной станции эжектор с помощью трубы 4 присоединен к напорной магистрали. Обратные клапаны 3 служат для отключения соответствующих участков установки при работе насоса 2 или при подаче воды от трубы 4.

Расчет и характеристики вакуумных установок с водовоздушными эжекторами. В основу расчетов водовоздушных эжекторов положим методику, предложенную Е. Я. Соколовым и Н. М. Зингером [65], и построенные по этой методике характеристики (см. рис. 3.3).

В соответствии с общей методикой расчета установок с гидроструйными аппаратами (см. гл. 5) выразим *абсолютные давления* p_p , p_c и p_n у *струйного аппарата* через параметры установки. Абсолютное давление рабочей воды p_p примем изменяющимся от 0,15 до 1,0 МПа. Так как вода после водовоздушного эжектора свободно сливается в бак или приемный резервуар насосной станции, то значение абсолютного давления после струйного аппарата p_c можно принять постоянным и равным 0,105 МПа. Значение абсолютного давления на всасывании p_n зависит от расчетной вакуумметрической высоты всасывания $H_{вс}$, изменяющейся в обычных условиях от 0 до 6—7 м вод. ст. Для общности примем, что абсолютное давление p_n изменяется от 0,1 до 0,01 МПа (высота всасывания $H_{вс} = 0 \div 9$ м вод. ст.).

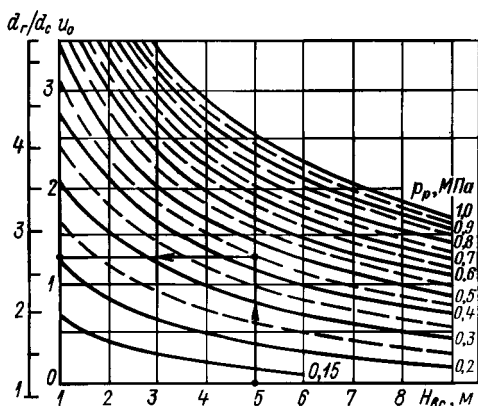


Рис 10.3. Номограмма для определения коэффициента подсоса u_0 и параметра d_r/d_c водовоздушных эжекторов ($p_c = 0,105$ МПа)

На рис. 10.3 приведена построенная нами номограмма для расчета водовоздушных эжекторов, используемых для откачки воздуха. По оси абсцисс этой номограммы отложена вакуумметрическая высота всасывания $H_{вс}$, выраженная в м вод. ст., а по оси ординат — значения объемного коэффициента подсоса u_0 при работе эжектора в оптимальном режиме и отношение диаметра горловины (камеры смешения) d_r к диаметру сопла d_c водовоздушного эжектора, необходимые для обеспечения оптимального режима. Кривые на номограмме — линии абсолютного рабочего давления p_p .

Не прибегая к дополнительным вычислениям, по номограмме (рис. 10.3) можно определить *объемный коэффициент подсоса* u_0 и *основной геометрический параметр эжектора* d_r/d_c , если заданы вакуумметрическая высота всасывания $H_{вс}$ и абсолютное рабочее давление воды p_p .

При построении номограммы принято, что рабочая температура воды, а следовательно, и паровоздушной смеси, образующейся в эжекторе при испарении рабочей воды, не превышает температуры воздуха в помещении насосной станции, т. е. 20—25 °С.

Поэтому парциальное давление насыщенного водяного пара мало по сравнению с давлением паровоздушной смеси, равным абсолютному давлению всасывания p_n . Поэтому с погрешностью, не превышающей 5—8 %, при расчете и подборе эжекторов для откачки воздуха из насосов с высотой всасывания 7—8 м коэффициент подсоса по сухому воздуху $u_{o,c}$ можно считать равным общему объемному коэффициенту подсоса u_o (см. п. 3.2). Принятие указанных допущений тем более допустимо, что расчет коэффициента подсоса u_o ведется по режиму, соответствующему моменту окончания вакуумирования насосов, когда абсолютное давление p_n соответствует полной высоте всасывания насосов $H_{вс}$. В то же время в момент начала работы заливной установки абсолютное давление p_n близко к атмосферному, а подача воздуха эжектором будет больше расчетной. Поэтому интегральная подача воздуха эжектором за цикл будет больше, чем определенная по конечному режиму.

При построении номограммы (рис. 10.3) предполагалось, что используются обычные (короткие) эжекторы (см. п. 3.1), а для вычисления коэффициента подсоса u_o использовано приближенное выражение, приведенное в работе [65]:

$$u_o = 0,85 \sqrt{\Delta p_p / \Delta p_c} - 1, \quad (10.1)$$

где Δp_p — располагаемый перепад давления рабочей воды, $\Delta p_p = p_p - p_n$; Δp_c — перепад давления, созданный эжектором, $\Delta p_c = p_c - p_n$.

Для вычисления отношения диаметров горловины и сопла d_r/d_c принято выражение [65]

$$S_r/S_c = \Delta p_p / \Delta p_c, \quad (10.2)$$

где S_r , S_c — площади поперечного сечения камеры смешения и выходного сечения сопла.

Из выражения (10.2) получим

$$d_r/d_c = \sqrt{\Delta p_p / \Delta p_c}. \quad (10.3)$$

Как указано выше, величина p_c принята равной 0,105 МПа.

Следует учитывать, что соотношения для расчета водовоздушных эжекторов получены авторами работы [65] для диапазона $d_r/d_c < 4$. Для эжекторов, имеющих $d_r/d_c \geq 4$, наблюдается неустойчивость рабочих режимов. На экспериментальных зависимостях [65] $u_o = f(\Delta p_c / \Delta p_p)$ для таких аппаратов значения u_o изменяются в широких пределах. Такое явление объясняется тем, что при больших отношениях диаметра камеры смешения d_r и сопла d_c струя рабочей жидкости может на всей длине камеры смешения не касаться ее стенок. В таком случае величина u_o сильно уменьшается.

В процессе работы эжектора наблюдаются периодические колебания режимных параметров. Сначала камера смешения эжектора постепенно наполняется водовоздушной смесью, подача

воздуха растет. Затем зона повышения давления перемещается к концу камеры смешения и выходит в диффузор. После этого происходит срыв работы эжектора. Затем подача восстанавливается, и цикл работы повторяется. Для предотвращения указанных колебаний подачи воздуха рекомендуется устанавливать на выходе из эжектора дефлектор [7] или монтировать непосредственно за диффузором эжектора сливную трубу с поворотом на 90° . В последнем случае при отражении рабочей струи от угла поворота трубопровода возникает дополнительное сопротивление движению потока, нарушающее течение водовоздушной смеси и препятствующее смещению зоны повышения давления в сливной трубопровод.

Кроме того, для обеспечения работы установок с повышенными коэффициентами подсоса u_0 в зоне, где $d_r/d_c \geq 3,5 + 4,0$; $p_n \leq 0,05$ МПа и $p_p > 0,5 + 0,7$ МПа, могут быть рекомендованы водовоздушные эжекторы с удлиненной камерой смешения, рассмотренные в гл. 3 по данным исследований Б. Е. Кореннова [30].

Дальнейший расчет водовоздушного эжектора, после того как найдены коэффициент подсоса u_0 и геометрический параметр эжектора d_r/d_c , зависит от его назначения. Но в любом случае нужно определить *требуемую подачу воздуха* Q_n .

Если эжектор предназначен для постоянного поддержания насосов в залитом состоянии, расчетная подача (откачка) воздуха эжектором в соответствии с рекомендациями М. П. Суслова может быть принята в пределах 1—2 % от подачи рабочего насоса.

Учитывая, что при напоре насоса 30—40 м вод. ст. (абсолютное давление 0,4—0,5 МПа) и высоте всасывания 4—5 м объемный коэффициент подсоса u_0 будет не менее единицы, к эжектору, предназначенному для постоянного поддержания резервных насосов в залитом состоянии, потребуется подать не более 1—1,5 % от расхода, перекачиваемого основным работающим насосом. Учитывая, что эжектор требует малого расхода жидкости, а также что при отсутствии подсоса воздуха основными насосами повышается надежность и устойчивость их работы, можно констатировать, что схема с постоянно работающим эжектором более целесообразна, чем схема с автоподсосом.

Для определения необходимой подачи эжектора, предназначенного для первоначального и аварийного вакуумирования насосов, необходимо знать объем воздуха во всасывающем трубопроводе и насосе, подлежащий откачке при заливке насоса, а также расчетное время заливки.

Расчеты упрощаются, если использовать построенную нами [38] номограмму, приведенную на рис. 10.4. При построении этой номограммы было принято, что расчетное время заливки насосов составляет 5 мин, а объемом полости насоса по сравнению с объемом всасывающего трубопровода можно пренебрегать.

Расчет водовоздушного эжектора с помощью номограмм (рис. 10.3 и 10.4) рассмотрим на примере.

Пример. Подобрать водовоздушный эжектор для заливки водой центробежного насоса с расчетной высотой всасывания $H_{вс} = 5$ м. Диаметр всасывающего трубопровода $d_{тр} = 300$ мм, его длина $l_{тр} = 20$ м. Продолжительность заливки насоса и всасывающего трубопровода не должна превышать 5 мин. Абсолютное давление в сети насосной станции 0,45 МПа. Это давление решено использовать для работы эжектора во время работы насосной станции. Если основные насосы не работают, то заливка должна производиться с помощью циркуляционной установки с центробежным насосом, водовоздушным эжектором и вакуумным баком, схема которой приведена на рис. 10.2.

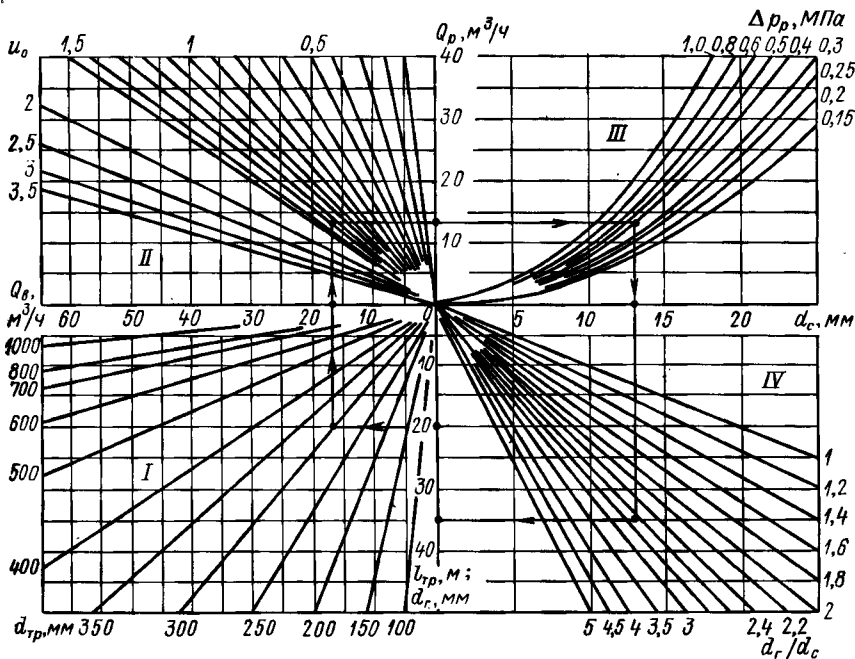


Рис. 10.4. Номограмма для расчета параметров водовоздушного эжектора: I — подача воздуха эжектором (продолжительность заливки насосов 5 мин); II — расход рабочей воды Q_p ; III — диаметр сопла эжектора d_c ; IV — диаметр камеры смешения d_r .

Решение.

1. По номограмме (рис. 10.3) при давлении рабочей воды $p_p = 0,45$ МПа и высоте всасывания $H_{вс} = 5$ м находим оптимальный коэффициент подсоса $u_0 = 1,28$. Для его осуществления необходимо выбрать водовоздушный эжектор, имеющий основной геометрический параметр $d_r/d_c = 2,7$.

2. По номограмме (поле I на рис. 10.4) при длине всасывающей линии заливаемого насоса $l_{тр} = 20$ м и ее диаметре $d_{тр} = 300$ мм определяем необходимую подачу эжектора по воздуху: $Q_v = 16,8$ м³/ч.

3. По номограмме (поле II на рис. 10.4) при коэффициенте подсоса $u_0 = 1,28$ и подаче воздуха эжектором $Q_v = 16,8$ м³/ч определяем расход рабочей воды через сопло эжектора: $Q_p = 13,3$ м³/ч.

4. По номограмме (поле III на рис. 10.4) при расходе рабочей воды через сопло эжектора 13,3 м³/ч и перепаде давления $\Delta p_p = 0,45 - 0,05 = 0,4$ МПа находим диаметр выходного сечения рабочего сопла эжектора: $d_c = 13$ мм.

5. По номограмме (поле IV на рис. 10.4) при диаметре выходного сечения рабочего сопла эжектора $d_c = 13$ мм и найденном ранее параметре $d_r/d_c = 2,7$ определяем диаметр горловины: $d_r = 35$ мм.

Ход расчетов показан на рис. 10.3 и 10.4 линиями со стрелками.

По найденным диаметрам горловины $d_r = 35$ мм и сопла $d_c = 13$ мм можно подобрать готовый струйный аппарат или рассчитать его, пользуясь рекомендациями, приведенными в п. 1.5. В данном случае в качестве водовоздушного эжектора можно принять гидроэлеватор № 3, применяемый в тепловых сетях и выпускаемый серийно промышленностью [65]. Зная расход рабочей воды $Q_p = 13,3$ м³/ч и необходимое давление $p_{нас} = 0,45$ МПа, можно выбрать серийный центробежный насос. Ввиду того что перегрузка привода при работе центробежного насоса на рабочее сопло эжектора практически исключена, мощность двигателя может быть принята близкой к мощности на валу насоса.

Для водовоздушных эжекторов предельное давление на всасывании будет равно давлению насыщенных водяных паров $p_{н.п}$ при температуре рабочей жидкости.

Зависимость абсолютного давления насыщенных водяных паров $p_{н.п}$ от температуры воды t :

$t, ^\circ\text{C}$	0	5	10	20	30	40
$p_{н.п}, \text{МПа (абс.)}$	0,0006	0,0008	0,001	0,002	0,004	0,007
$t, ^\circ\text{C}$	50	60	70	80	90	100
$p_{н.п}, \text{МПа (абс.)}$	0,012	0,019	0,031	0,047	0,070	0,10

С увеличением температуры рабочей воды уменьшается поправочный коэффициент к величине u_0 (см. п. 3.2). Так, если при высоте всасывания $H_{вс} = 9$ м и температуре рабочей воды 1°C поправочный коэффициент составляет 0,93, то при увеличении температуры воды до 30°C значение этого коэффициента падает до 0,56. Таким образом, с увеличением температуры рабочей воды подача (откачка) воздуха эжектором может существенно уменьшиться.

В циркуляционных установках по рис. 10.2 при длительной работе вода в баке нагревается. Предотвратить вредное влияние нагрева воды в баке на показатели работы установки можно следующими способами:

1) добавлять в циркуляционный бак холодную воду и сбрасывать нагретую;

2) охлаждать бак путем установки в нем теплообменника;

3) выбирать такой объем воды в баке, чтобы за время работы установки нагрев воды не превышал допустимого значения.

В большинстве случаев практического использования циркуляционных установок на насосных станциях для периодической заливки насосов можно ограничиться последним способом. При этом необходимо провести проверочный тепловой расчет, чтобы установить возможный диапазон колебаний температуры воды в баке и ее значение в конце работы. Полный тепловой расчет требует знания таких величин, как удельная теплоемкость жидкости и материалов деталей установки, массы деталей, площади их наружных поверхностей, коэффициенты теплоотдачи и т. п.

В рассматриваемых случаях, если допустимый нагрев жидкости в баке за время запуска ограничить величиной в 10°C , теплоотдачей в воздух можно пренебречь. Тогда объем жидкости в баке

может быть найден из условия равенства количества теплоты, выделяемой при работе центробежного насоса и водовоздушного эжектора, и количества теплоты, поглощаемой водой, находящейся в баке, и деталями установки.

В результате несложных выкладок формула для расчета полезного объема воды в циркуляционном баке V (в л) может быть представлена в виде

$$V = 0,1 (1/\eta_{\text{уст}} - 1) \frac{H_p Q_p t_p}{\Delta t}, \quad (10.4)$$

где $\eta_{\text{уст}}$ — КПД установки, который приблизительно можно вычислить по формуле $\eta_{\text{уст}} = \eta_{\text{нас}} \eta_{\text{эж}}$ ($\eta_{\text{нас}}$ — КПД насоса; $\eta_{\text{эж}}$ — КПД эжектора); H_p — напор центробежного насоса, м вод. ст. (напор у рабочего сопла эжектора); Q_p — расход воды через сопло эжектора, л/с; t_p — расчетное время работы установки, мин; Δt — допустимое повышение температуры воды в баке за время работы установки.

При ориентировочных расчетах можно принимать $\eta_{\text{уст}} = 0,4$; $\Delta t = 10^\circ\text{C}$. Тогда формула (10.4) упрощается:

$$V = 0,015 H_p Q_p t_p. \quad (10.5)$$

Так как в циркуляционных установках мощность двигателя может приниматься близкой к мощности на валу насоса, то в таких случаях для упрощения расчетов формулу (10.5) можно записать в виде

$$V \approx 1,5 N_{\text{дв}} t_p, \quad (10.6)$$

где $N_{\text{дв}}$ — мощность двигателя циркуляционного насоса, кВт; t_p — расчетная продолжительность работы установки, мин.

Расчеты по формулам (10.4)—(10.6) показывают, что при мощности электродвигателя циркуляционного насоса $N_{\text{дв}} = 5$ кВт и продолжительности работы установки $t_p = 20$ мин объем воды в баке должен быть не менее 150 л, чтобы повышение температуры воды не превысило 10°C . Обычно из конструктивных соображений объем циркуляционных баков принимают больше, чем вычисленный по формулам (10.4)—(10.6).

Сравнение экономичности циркуляционных установок (см. рис. 10.2) и водокольцевых насосов типов КВН, ВВН и РМК. Сравнение показало, что расход электроэнергии на откачку 1 м^3 воздуха для циркуляционных установок с эжектором и водокольцевых вакуум-насосов примерно одинаков. Учитывая, что запуск насосов при отсутствии давления в сети насосной станции производят редко (только после отключения электроэнергии), для работы эжектора можно использовать воду из напорного трубопровода насосной станции, что также снижает расход электроэнергии.

Простота изготовления и небольшая стоимость эжекторов позволяют подбирать их более точно по необходимой подаче воз-

духа, чем вакуум-насосы. Главным преимуществом установок (см. рис. 10.2) является их надежность. Эжектор сразу после включения начинает откачивать воздух и создает необходимый вакуум.

Используя для анализа показателей работы водовоздушных эжекторов номограмму, приведенную на рис. 10.3, можно видеть, что уже при абсолютном давлении рабочей воды $p_p = 0,3$ МПа коэффициент подсоса при высоте всасывания 4—5 м составляет 0,8—1, а при увеличении p_p до 0,4—0,5 МПа величина u_0 увеличивается до 1,5. Даже при $H_{вс} = 9$ м водовоздушный эжектор способен обеспечить в этих случаях откачку воздуха с коэффициентом подсоса $u_0 \approx 1$. Работу водокольцевых насосов при $H_{вс} > 5 \div 6$ м, как правило, обеспечить в производственных условиях не удается.

Применение водовоздушных эжекторов

для откачки парогазовых смесей из конденсаторов турбин, дистиляционных опреснительных установок и деаэраторов

Водовоздушные эжекторы для отсоса воздуха и пара из конденсаторов впервые были применены в 1920—30-е годы для паровых турбин небольшой мощности. В дальнейшем довольно длительное время вместо водовоздушных применяли пароструйные эжекторы. В настоящее время водоструйные эжекторы вновь используют в качестве основных вакуумных насосов для мощных блочных паротурбинных установок. Одним из важных преимуществ при использовании водоструйных эжекторов для вакуумирования конденсаторов турбоустановок является возможность пуска их в работу без подвода пара от постороннего источника [65].

Значительный прогресс в этом направлении был достигнут благодаря применению исследованных Б. Е. Коренновым [30] эжекторов с удлиненной камерой смешения. Использование таких эжекторов взамен струйных аппаратов с традиционной формой проточной части позволило не только увеличить количество отсасываемого эжектором воздуха приблизительно в два раза, но и значительно уменьшить шум и вибрацию, связанные с неустойчивостью работы коротких эжекторов.

Характерной особенностью работы водоструйных эжекторов при вакуумировании конденсаторов паровых турбин является необходимость создания достаточно глубокого вакуума — 0,002—0,003 МПа.

Необходимость создания вакуума с помощью водоструйных эжекторов возникает также при работе дистиляционных опреснительных установок. Здесь приходится откачивать образующийся в выпарных аппаратах пар и удалять (для поддержания вакуума) выделяющиеся при кипении воды газы. В небольших дистиляционных установках, например на судах, для их функционирования используют тепло выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания. Поэтому такие опреснители работают при

температурах кипения воды около 50°C (давление насыщенных паров порядка 0,012 МПа). Применение водоструйных эжекторов в дистилляционных судовых опреснителях является целесообразным, так как на судах не возникает проблем с рабочей водой для эжектора. В качестве рабочей воды можно использовать и забортную воду.

Но в большинстве случаев для дистилляционных судовых установок в качестве рабочей жидкости для водоструйного насоса более целесообразно использовать охлажденный дистиллят, циркулирующий по замкнутой схеме [1] при помощи центробежного дистилляционного насоса. При этом представляется возможным с помощью водоструйного эжектора одновременно удалять из выпарных аппаратов воздух и пар, сразу превращая его в дистиллят. В камеру смещения эжектора поступают пар и выделяющийся из воды воздух. Пар конденсируется на струе охлажденного дистиллята, а воздух вместе с дистиллятом поступает в сборный резервуар. Дистиллят в резервуаре охлаждается забортной водой. Воздух удаляется в атмосферу. Излишки дистиллята, образовавшегося при конденсации пара, переливаются в сборники опресненной воды, а охлажденный дистиллят снова забирается центробежным насосом и подается в качестве рабочей жидкости к струйному аппарату, выполняющему роль вакуум-насоса и конденсатора.

Для предотвращения внутренней коррозии котлов, трубопроводов систем теплоснабжения и отопительных приборов обычно из воды, используемой в качестве теплоносителя, удаляют газы. Для этого во многих случаях используют *термические деаэраторы*. Наиболее эффективным способом термической деаэрации воды является деаэрация в вакууме при температуре ниже 100°C .

В целях удаления неконденсирующихся газов и поддержания разрежения вакуумные деаэраторы оборудуют газоотсасывающими устройствами, в качестве которых можно применять паро- и водоструйные эжекторы или механические вакуум-насосы.

При отсутствии пара, необходимого для работы пароструйных эжекторов, применяют водоструйные эжекторы или механические (чаще всего водокольцевые) вакуум-насосы [76]. Для выбора типа вакуумного аппарата необходимо знать его характеристики в конкретных условиях применения.

Рассмотрим особенности работы водоструйных эжекторов в качестве вакуумных устройств при откачке ими парогазовых смесей [65].

В случае отсасывания водоструйным эжектором паровоздушной смеси условия его работы существенно меняются по сравнению с работой на обычном (сухом) воздухе. Вследствие большой интенсивности теплообмена между струей рабочей воды и паром, что приводит практически к полной конденсации последнего на струе, расход откачиваемого чистого пара оказывается в десятки раз больше, чем расход сухого воздуха. Но для того чтобы откачи-

ваемый эжектором пар мог конденсироваться на струе рабочей воды, вода должна быть более холодной, чем откачиваемая паровоздушная смесь.

Работу водоструйного эжектора можно охарактеризовать объемным коэффициентом подсоса u_o , равным отношению объема откачиваемой парогазовой смеси Q_v к расходу (объему) рабочей воды Q_p (см. п. 3.2).

При постоянных значениях давления рабочей воды p_p и противодействия p_c абсолютное давление (разрежение) на всасывании для эжектора заданных размеров ($d_r/d_c = \text{const}$) определяется соотношением объема выделяющейся в вакуумируемом устройстве парогазовой смеси и объема смеси, которую способен откачать эжектор. Предположим, что эжектор работает в области достаточно глубокого вакуума при давлении на всасывании, равном p_n ($p_n \approx 0,002 + 0,005$ МПа). При таком вакууме ($p_n \rightarrow 0$) и конечных значениях давлений p_p и p_c небольшие изменения вакуума (или, что то же самое, величины p_n) практически не изменяют отношения давлений $\Delta p_c / \Delta p_p$. Следовательно, остается практически постоянным и объемный коэффициент подсоса u_o , а также объем откачиваемой паровоздушной смеси Q_v .

В п. 3.2 было показано, что объемный расход сухого воздуха Q_n может быть выражен через объем откачиваемой паровоздушной смеси:

$$Q_n = (1 - p_{n.п}/p_n)(T_n/T_p) Q_v$$

(объемный расход Q_n здесь приведен к давлению на всасывании p_n).

Из рассмотрения приведенного выражения для расхода Q_n видно, что объемный расход сухого воздуха зависит в основном от отношения $p_{n.п}/p_n$. Равенство величин p_n и $p_{n.п}$, когда расход воздуха равен нулю, может возникнуть в двух случаях. В первом случае такая ситуация возникает, если эжектор в замкнутом объеме создает давление $p_n = p_{n.п}$. При этом эжектор будет перекачивать выделяющийся от вскипания собственной рабочей воды пар. Во втором случае условие $p_n = p_{n.п}$ может достигаться, если эжектор качает парогазовую смесь с температурой, равной температуре рабочей жидкости, или откачиваемый эжектором пар нагревает рабочую воду до температуры смеси. Из рассмотрения этих случаев можно заключить, что эффективность работы водоструйного эжектора по откачке воздуха, содержащегося в смеси, при заданной величине $\Delta p_c / \Delta p_p$ зависит от разности температур рабочей жидкости и откачиваемой парогазовой смеси.

Учитывая, что массовое содержание воздуха в паровоздушной смеси G_n , выраженное через объем смеси и другие параметры, представляется в виде

$$G_n = (p_n - p_{n.п}) Q_v / (R_v T_p)$$

(см. п. 3.2), можно записать

$$G_n = k (p_n - p_{n.п}), \quad (10.7)$$

где R_v — газовая постоянная для воздуха; T_p — абсолютная температура рабочей воды, К; Q_v — объемный расход парогазовой смеси; $p_{н.п}$ — давление насыщения для водяных паров при температуре T_p ; k — коэффициент, определяемый выражением

$$k = Q_v / (R_v T_p) = 10^4 Q_v / (29,3 T_p).$$

Если давления у водоструйного эжектора p_p , p_c не меняются, а давление на всасывании p_n достаточно мало, чтобы его изменения не влияли на изменение отношения $\Delta p_c / \Delta p_p$, то объем откачиваемой паровоздушной смеси Q_v также остается постоянным. В этом случае из рассмотрения уравнения (10.7) можно заключить, что массовая подача эжектором сухого воздуха G_n прямо пропорциональна разности $p_n - p_{н.п}$. Поэтому чем меньше давление насыщенных паров $p_{н.п}$ для рабочей воды по сравнению с давлением на всасывании, тем больше будет массовый расход откачиваемого сухого воздуха G_n .

При откачке паровоздушной смеси с температурой $T_n > T_p$ давление на всасывании водоструйного эжектора p_n будет сохраняться постоянным и равным давлению насыщения для воды при температуре T_n до тех пор, пока массовое содержание воздуха в смеси G_n не превысит величину, вычисленную по уравнению (10.7), если в этом уравнении принять давление $p_{н.п}$ по температуре рабочей воды.

При дальнейшем увеличении массового содержания откачиваемого водоструйным эжектором воздуха давление на всасывании p_n будет возрастать. Величину p_n в этом случае можно вычислить, используя следующее выражение, получаемое из формулы (10.7):

$$p_n = p_{н.п} + G_n / k. \quad (10.8)$$

Физически увеличение давления на всасывании p_n при возрастании подачи эжектором воздуха сверх величины, определяемой по формуле (10.7), означает, что парциальное давление воздуха в смеси, где присутствует пар с давлением $p_{н.п}$ (соответствующим температуре рабочей воды), должно стать большим, чем определяемое уравнением Клапейрона. Для сохранения необходимого баланса в соответствии с этим уравнением давление смеси должно возрасти. Заметим, что температура T_n пара, входящего в состав откачиваемой паровоздушной смеси, больше, чем температура рабочей воды, поэтому пар конденсируется на струе.

В работе [65] показано, что водовоздушный эжектор при перекачке чистого пара способен обеспечить подачу приблизительно в 50 раз больше, чем сухого воздуха.

Для повышения объемного коэффициента подсоса водовоздушного эжектора u_0 кроме повышения давления рабочей воды p_p можно использовать снижение противодавления p_c . Снижения p_c можно добиться, устанавливая эжектор выше уровня воды в слив-

ном баке. Более подробные сведения по вопросам применения водовоздушных эжекторов для вакуумирования конденсаторов паровых турбин можно найти в работах [6, 30, 65 и др.].

Применение эжекторов для отсоса жидкостей и газов из полостей торцевых уплотнений центробежных насосов

При перекачке центробежными насосами многих жидкостей даже небольшие утечки через торцевые уплотнения приводят к загрязнению атмосферы помещений насосных станций парами перекачиваемых жидкостей. Это ухудшает санитарное состояние производственных объектов и повышает опасность возникновения пожаров и взрывов. Для борьбы с указанными явлениями применяют общеобменные системы вентиляции помещений, в которых установлены насосы. Кроме того, важную роль в предотвращении поступления вредных компонентов может играть организация вытяжек у места поступления жидкостей и их паров в помещения. Для местных отсосов из торцевых уплотнений вала насоса могут использоваться вакуумные насосы, паровые, пневматические или жидкостные эжекторы. Применение вакуум-насосов, паровых и пневматических эжекторов затрудняется сложностью отвода в атмосферу высококонцентрированных вредных газов, отсасываемых из торцевых уплотнений насосов. Кроме того, в случае применения паровых и пневматических эжекторов на насосных станциях необходимо иметь источники пара или сжатого воздуха.

Жидкости, пары и газы из торцевых уплотнений насосов можно отсасывать с помощью эжекторов, использующих в качестве рабочей среды жидкость, перекачиваемую самим обслуживаемым центробежным насосом [14]. В этом случае эжектор можно включать между напорной и всасывающей магистралями центробежного насоса, а его всасывающую полость подключать к торцевым уплотнениям на валу. Утечки из торцевых уплотнений в жидком или парообразном состоянии эжектор будет возвращать во всасывающий трубопровод центробежного насоса. Поэтому цикл забора и отвода вредных выделений является замкнутым и не требует применения газоотводящих устройств.

Применение местных отсосов из полостей торцевых уплотнений на валу насоса целесообразно, если абсолютное давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости $p_{н.п}$ ниже, чем требуемое для удаления вредных выделений абсолютное давление на всасывании эжектора p_n . В свою очередь, величину p_n можно принять на 0,01—0,03 МПа меньше атмосферного давления. Создание более глубокого вакуума является нецелесообразным, так как это может привести к дополнительному подосу воздуха из помещения и снижению экономичности, а в ряде случаев и устойчивости работы центробежного насоса при перекачке смеси жидкости с воздухом [67].

Условие $p_{н.п} < p_n$ обычно выполняется при перекачке бензинов, ароматических соединений, лигроинов, керосинов и многих других жидкостей при невысоких температурах. В то же время данный способ неосуществим при перекачке горячих нефтепродуктов и сжиженных газов.

Расчет эжектора для отсоса жидкостей, паров и газов из торцевых уплотнений вала насоса должен производиться с учетом следующих соображений.

Давление рабочей жидкости p_p у эжектора можно принять равным манометрическому давлению $p_{нас.м.}$, создаваемому центробежным насосом, а противодействие эжектора p_c — давлению во всасывающем трубопроводе этого насоса $p_{нас.в.}$. Абсолютное давление на всасывании эжектора p_n принимают на 0,02—0,03 МПа меньше атмосферного, т. е. $p_n \approx 0,07 \div 0,08$ МПа.

Зная абсолютные давления p_p , p_c и p_n , определяют отношение $\Delta p_c / \Delta p_p$ для эжектора (см. п. 3.2). При исправных торцевых уплотнениях большую часть времени работы эжектора количество поступающей на всасывание жидкости и газа практически равно нулю. Поэтому необходимо так рассчитать эжектор, чтобы при коэффициенте подсоса $u_0 \approx 0$ абсолютное давление на всасывании p_n было несколько больше, чем абсолютное давление насыщенных паров перекачиваемой насосом жидкости $p_{н.п.}$. В противном случае эжектор не сможет откачивать ни пары жидкости, ни саму жидкость из полостей торцевых уплотнений вала центробежного насоса.

Действительно, при $p_n = p_{н.п.}$ эжектор перекачивает пары, выделяющиеся при испарении рабочей жидкости, а подсос паров из вакуумируемого пространства прекращается (см. п. 3.2); вакуумируемая камера начинает заполняться жидкостью, и эжектор должен перейти в режим работы по схеме гидроструйного насоса. Но и в этом случае, если $p_n = p_{н.п.}$, струйный аппарат не сможет перекачивать жидкость из-за возникновения кавитации при нулевом значении коэффициента подсоса. Кавитацию характеризует безразмерное отношение $\bar{p}_k = (p_p - p_k) / (p_n - p_k)$ (см. п. 1.4). При $p_k = p_{н.п.}$ и $p_n = p_{н.п.}$ величина $\bar{p}_k$ стремится к бесконечности, так как $p_n - p_n \rightarrow 0$. Следовательно, для любых значений d_t / d_c кавитация будет возникать при $u_k = 0$.

Указанное положение необходимо учитывать при выборе расчетных режимов работы эжектора. Принимая расчетное значение абсолютного давления на всасывании эжектора $p_n = 0,08$ МПа, вычислим отношение

$$(\Delta p_c / \Delta p_p)_1 = (p_c - p_n) / (p_p - p_n).$$

Давления рабочей жидкости p_p и противодействие p_c найдем следующим образом:

$$p_p = p_{нас.м.}; \quad p_c = p_{нас.в.}$$

где $p_{нас.м.}$, $p_{нас.в.}$ — абсолютные давления в напорном и всасывающем трубопроводах центробежного насоса.

Зная абсолютное давление насыщенных паров перекачиваемой центробежным насосом жидкости $p_{н.п}$, выберем минимальное значение абсолютного давления на всасывании p_n так, чтобы давление p_n было больше $p_{н.п}$ на 0,02—0,025 МПа, если $u_0 = 0$.

Вычислим новое значение отношения $\Delta p_c / \Delta p_p = (\Delta p_c / \Delta p_p)_2$, в котором величины p_p и p_c такие же, как были приняты при вычислении $(\Delta p_c / \Delta p_p)_1$, а $p_n = p_{н.п} + (0,02 + 0,025 \text{ МПа})$.

Используя расчетные соотношения из п. 3.2 или обобщенные характеристики эжекторов (см. рис. 3.3), найдем основной геометрический параметр эжектора d_r/d_c при $u_0 = 0$ и $\Delta p_c / \Delta p_p = (\Delta p_c / \Delta p_p)_2$. Это гарантирует, что при отсутствии утечек в торцевом уплотнении абсолютное давление p_n на всасывании эжектора не достигнет давления насыщенных паров $p_{н.п}$ перекачиваемой жидкости.

После этого для эжектора с выбранным значением d_r/d_c определим объемный коэффициент подсоса u_0 в расчетном режиме, при котором

$$p_n = 0,07 + 0,08 \text{ МПа}; \quad \Delta p_c / \Delta p_p = (\Delta p_c / \Delta p_p)_1.$$

Желательно, чтобы этот расчетный режим находился в области оптимальной работы эжектора или ниже этой области — в зоне устойчивой работы (см. п. 3.2).

Следует заметить, что значения диаметра рабочего сопла эжектора d_c в большинстве случаев приходится принимать из конструктивных соображений. Так как количество жидкости, поступающей в виде утечек через исправное торцевое уплотнение валов центробежных насосов, незначительно, то расчетный расход рабочей жидкости получается таким, что диаметр выходного сечения сопла составляет не более 2—5 мм. В то же время установлено, что сопла малого диаметра могут часто засоряться окалиной и другими загрязнениями, содержащимися в перекачиваемой жидкости. Поэтому не рекомендуется применять сопла с диаметром выходного сечения менее 5 мм [14]. Исходя из этого можно заключить, что для малых насосов применение описанного способа может вызвать заметное снижение полезной подачи за счет появления циркуляционного расхода жидкости через эжектор.

Методику расчета эжектора для отсоса жидкости и газа из торцевых уплотнений центробежных насосов поясним на примере.

Пример. Требуется рассчитать эжектор для отсоса жидкости из салыников центробежного насоса ядерной энергетической установки, перекачивающей воду при температуре 60 °С (абсолютное давление насыщенных паров 0,019 МПа). Насос создает в напорном трубопроводе избыточное давление $p_{нас.м} = 0,60 \text{ МПа}$. Избыточное давление на всасывании центробежного насоса $p_{нас.в} = 0,02 \text{ МПа}$. Подача насоса 500 м³/ч.

Решение.

1. Задаемся абсолютным давлением на всасывании эжектора в расчетном режиме $p_n = 0,08 \text{ МПа}$, а при коэффициенте подсоса $u_0 = 0$ (при отсутствии утечки) примем давление на всасывании $p_n = p_{н.п} + 0,020 = 0,019 + 0,020 \approx 0,04 \text{ МПа}$.

2. Вычислим абсолютное давление рабочей жидкости p_p и давление на выходе из эжектора p_c :

$$p_p = p_{\text{нас. м}} + 0,10 \text{ МПа} = 0,60 + 0,10 = 0,70 \text{ МПа};$$

$$p_c = p_{\text{нас. в}} + 0,10 \text{ МПа} = 0,02 + 0,10 = 0,12 \text{ МПа}.$$

3. Определим значения $(\Delta p_c / \Delta p_p)_1$ и $(\Delta p_c / \Delta p_p)_2$:

$$(\Delta p_c / \Delta p_p)_1 = (0,12 - 0,04) / (0,70 - 0,04) = 0,12;$$

$$(\Delta p_c / \Delta p_p)_2 = (0,12 - 0,08) / (0,70 - 0,08) = 0,065.$$

4. По рис. 3.3 при $(\Delta p_c / \Delta p_p)_1 = 0,12$ и $u_0 = 0$ определяем основной геометрический параметр эжектора $d_f / d_c = 3,9$. Объемный коэффициент подсоса эжектора с выбранным отношением $d_f / d_c = 3,9$ при $(\Delta p_c / \Delta p_p)_2 = 0,065$ составит $u_0 = 2,3$. Расчетный режим лежит в области оптимальной работы эжектора см. рис. 3.3).

5. Принимая из конструктивных соображений $d_c = 5$ мм, по номограмме на рис. 10.4 найдем расход рабочей жидкости Q_p . При $(\Delta p_p)_1 = p_p - p_n = 0,70 - 0,04 = 0,66$ МПа и $d_c = 5$ мм получим $Q_p = 2,5$ м³/ч. Таким образом, при подаче насоса 500 м³/ч на работу системы отсоса газов расходуется 0,5 % от подачи насоса.

6. Зная диаметр сопла $d_c = 5$ мм и отношение $d_f / d_c = 3,9$, найдем, что диаметр камеры смещения составит около 20 мм, т. е. в качестве эжектора можно использовать стандартный гидроэлеватор № 2, применяемый в тепловых сетях [65].

10.2. Струйные гидрокомпрессорные установки

Способность всасывать газы из атмосферы и повышать их давление позволяет использовать гидроструйные аппараты в установках для получения сжатого воздуха. Такие установки получили в литературе название гидрокомпрессоров. Гидрокомпрессорам посвящена работа Д. С. Циклаури [80], в которой помимо гидрокомпрессоров струйного типа описаны ротационные гидрокомпрессоры. В первых конструкциях струйных гидрокомпрессоров [80] для обеспечения работы струйного аппарата использовали естественный напор природных водных источников. При этом гидроструйный аппарат применяли лишь для эжектирования (вовлечения) воздуха в поток жидкости. Он устанавливался под уровнем воды в верхнем бьефе и всасывал воздух из атмосферы. Созданная струйным аппаратом водовоздушная смесь далее двигалась по вертикальной трубе, создавая в резервуаре-сепараторе, установленном на нижнем конце трубы, давление, соответствующее напору столба водовоздушной смеси. В резервуаре-сепараторе вода и воздух разделялись. Вода по отдельной трубе отводилась в нижний бьеф, а сжатый воздух полезно использовался.

Если рассмотреть работу струйного аппарата с общих позиций, то давление рабочей воды у гидроструйного аппарата в таких условиях определялось заглублением струйного аппарата под уровень жидкости в верхнем бьефе, давление на всасывании было близко к атмосферному, а противодействие было или меньше атмосферного (за счет установки струйного аппарата выше уровня воды в сливном резервуаре-сепараторе), или близко к атмосферному.

Возможные варианты схем струйных гидрокомпрессорных установок приведены на рис. 10.5.

Установки, изображенные на рис. 10.5, а, б, представляют собой открытые (проточные) схемы с однократным использованием воды. Рабочая жидкость с расходом Q_p и давлением p_p подается к соплу гидроструйного эжектора 4, который подсасывает воздух из атмосферы с давлением p_n и объемным расходом Q_n .

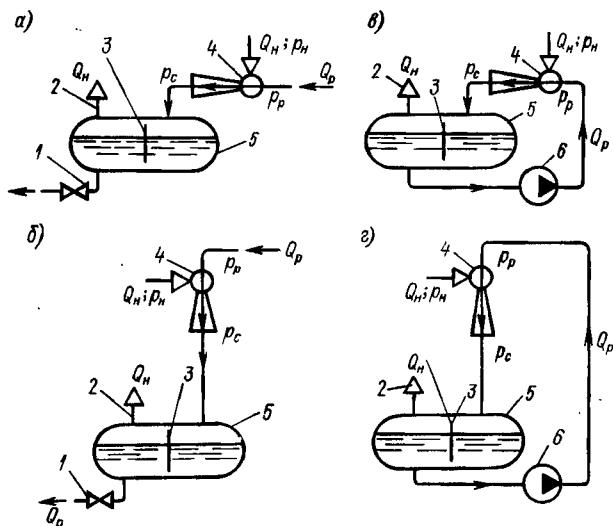


Рис. 10.5. Схемы гидрокомпрессоров струйного типа: а, б — открытые схемы соответственно с низким и высоким расположением струйного аппарата; в, г — циркуляционные схемы соответственно с низким и высоким расположением струйного аппарата

Водовоздушная смесь поступает в бак-ресивер 5, где воздух отделяется от воды. Для улучшения разделения воздуха и воды служит перегородка 3. Воздух через вентиль 2 поступает к потребителю, а вода через задвижку 1 сбрасывается или поступает на повторное использование. Установка по рис. 10.5, б отличается тем, что эжектор 4 установлен на определенной высоте над уровнем воды в баке 5. Это позволяет при одинаковом со схемой на рис. 10.5, а противодавлении p_c после эжектора получить большую подачу воздуха Q_n или при равных подачах создать большее давление воздуха в баке-ресивере 5.

Установки по открытой схеме (рис. 10.5, а, б) требуют расхода большого количества рабочей воды, которая после использования, как правило, сбрасывается. Гораздо экономичнее установки, выполненные по циркуляционной схеме (рис. 10.5, в, г). Здесь расход воды обусловлен лишь необходимостью поддержания температуры воды в циркуляционном баке в заданных пределах (см. п. 10.1) или отведением загрязнений, отбираемых от пере-

качиваемого воздуха. Ввиду того что давление сжатого воздуха, создаваемое в баке 5, передается через насос 6 на рабочее сопло эжектора, установленные, изображенные на рис. 10.5, в, г, обеспечивают большие коэффициенты подсоса, чем установки, выполненные по схеме на рис. 10.5, а, б.

Расчет гидрокомпрессорных установок может быть выполнен по общей методике, изложенной в гл. 5. При этом необходимо определить абсолютные давления у эжектора p_p , p_c и p_n .

Величину p_n в большинстве случаев можно принимать равной атмосферному давлению ($p_n \approx 0,1$ МПа). Давление рабочей воды в циркуляционных схемах (см. рис. 10.5, в, г) равно сумме давления $p_{нас}$, создаваемого насосом 6 при расходе Q_p , и давления сжатого воздуха p_c в баке 5 (без учета потерь напора, которые при соответствующем выборе диаметров труб можно считать незначительными по сравнению с p_p и p_c).

Определенную сложность представляет расчет противодавления эжектора p_c и давления p'_c сжатого воздуха в баке 5 в схемах с высоким расположением эжектора. Это обусловлено трудностью расчета потерь энергии при движении двухфазной газожидкост-

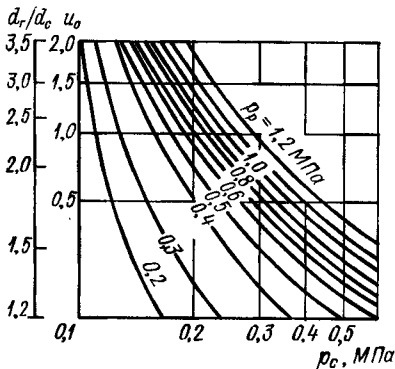


Рис. 10.6. Номограмма для расчета гидрокомпрессоров струйного типа

ной смеси в вертикальных нисходящих трубах. Сведения по этим вопросам можно найти в работах [33, 77, 80].

Существующие расчетные методики для гидроструйных эжекторов [4, 5, 6, 30, 65] носят эмпирический характер и справедливы лишь в узком диапазоне режимных параметров, особенно по противодавлению p_c . Поэтому они могут в основном использоваться для качественного анализа показателей работы гидрокомпрессорных установок.

На рис. 10.6 приведена построенная нами по методике Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера [65] номограмма для расчета гидрокомпрессоров, оснащенных коротким эжектором с компактной струей (см. п. 3.1). Номограмма позволяет рассчитать объемный коэффициент подсоса u_0 и основной геометрический параметр эжектора d_r/d_c , если известны абсолютные давления рабочей воды p_p и противодавление p_c , а абсолютное давление на всасывании составляет $p_n = 0,1$ МПа. Для циркуляционных установок (см. рис. 10.5, в, г) рабочее давление, как указано выше, надо определять с учетом давления в циркуляционном баке: $p_p = p_{нас} + p'_c$.

Для приведения объемного коэффициента подсоса к условиям в баке-ресивере (т. е. к давлению p'_c) необходимо величину u_0

умножить на p_n и разделить на p'_c . В случаях, когда давление насыщенных паров рабочей жидкости $p_{н.п}$ при расчетной температуре T_p соизмеримо с давлением на всасывании p_n (это может быть в циркуляционных системах при нагреве жидкости в баке-ресивере), необходимо ввести поправочные коэффициенты k_n и k_T . Эти коэффициенты можно определить с учетом рекомендаций, приведенных в п. 3.2.

Пример. Требуется рассчитать струйные гидрокомпрессорные установки, выполненные по схемам на рис. 10.5, а, в. Предположим, что струйный эжектор 4 и бак 5 расположены так, что разность геодезических отметок их установки можно не учитывать. Вода в рабочее сопло эжектора подается центробежным насосом, создающим абсолютное давление $p_{нас} = 0,6$ МПа при расходе рабочей воды $Q_p = 20$ м³/ч. Установки должны создавать абсолютное давление воздуха в баке 5 $p'_c = 0,2$ МПа. Температура рабочей воды в установившемся режиме 40 °С. Воздух забирается из атмосферы ($p_n = 0,1$ МПа) при температуре 20 °С.

Решение.

1. Используя номограмму на рис. 10.6, определим объемный коэффициент подсоса u_0 , приведенный к давлению на всасывании, и основной геометрический параметр эжектора d_T/d_c , необходимый для обеспечения оптимального режима гидроструйного эжектора. Для установки, выполненной по открытой схеме (см. рис. 10.5, а), при $p_p = 0,6$ МПа и $p_c = 0,2$ МПа получим $u_0 = 0,9$ и $d_T/d_c = 2,25$. В случае применения циркуляционной установки (см. рис. 10.5, в)

$$p_p = p_{нас} + p'_c = 0,6 + 0,2 - 0,1 = 0,7 \text{ МПа}^1.$$

При $p_p = 0,7$ МПа и $p_c = 0,2$ МПа для циркуляционной установки получим $u_0 = 1,1$; $d_T/d_c = 2,4$.

2. Определим объемные коэффициенты подсоса эжекторов по сухому воздуху $u_{0.с}$. Согласно формуле (3.5), $u_{0.с} = k_n k_T u_0$, где $k_n = (1 - p_{н.п}/p_n)$. Абсолютное давление насыщенных паров при температуре рабочей воды 40 °С равно 0,007 МПа (см. п. 10.1). Тогда

$$k_n = (1 - 0,007/0,1) \approx 1,0; \quad k_T = T_n/T_p = 293/313 = 0,87.$$

Таким образом, произведение поправочных коэффициентов $k_n k_T \approx 0,87$. Следовательно, объемный коэффициент подсоса по сухому воздуху для открытой схемы $u_{0.с} = 0,9 \cdot 0,87 = 0,78$, для циркуляционной схемы $u_{0.с} = 1,1 \cdot 0,87 = 0,96$.

Приведем объемные коэффициенты подсоса к давлению в баке-ресивере ($p'_c = 0,2$ МПа). Для открытой схемы

$$u'_0 = 0,78 \cdot 0,1/0,2 = 0,39;$$

для циркуляционной схемы

$$u'_0 = 0,96 \cdot 0,1/0,2 = 0,48.$$

3. Объемный расход сухого воздуха $Q_n = u_{0.с} Q_p$. Для открытой схемы объемный расход воздуха, приведенный к давлению на всасывании, $Q_n = 0,78 \cdot 20 = 15,6$ м³/ч; для циркуляционной схемы $Q_n = 0,96 \cdot 20 = 19,2$ м³/ч. Соответствующие расходы сжатого воздуха, приведенные к давлению в баке ($p'_c = 0,2$ МПа), составят: для открытой схемы $Q'_n = 0,39 \cdot 20 = 7,8$ м³/ч; для циркуляционной схемы $Q'_n = 0,48 \cdot 20 = 9,6$ м³/ч.

4. Рассчитаем размеры эжекторов, диаметр сопла d_c и диаметр камеры смешения (горловины) d_T . Для расчетов воспользуемся номограммой на рис. 10.4.

¹ Так как складываются абсолютные давления, то из результата сложения необходимо вычесть 0,1 МПа (атмосферное давление).

Диаметр выходного сечения рабочего сопла для эжектора, установленного в открытой схеме (см. рис. 10.5, а), определим при

$$\Delta p_p = p_p - p_n = 0,6 - 0,1 = 0,5 \text{ МПа и } Q_p = 20 \text{ м}^3/\text{ч},$$

а в циркуляционной схеме (см. рис. 10.5, в) — при $\Delta p_p = 0,7 \text{ МПа}$ и $Q_p = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$. В первом случае $d_c = 15,5 \text{ мм}$, во втором — $d_c = 14,5 \text{ мм}$. Диаметр горловинны для установки по рис. 10.5, а при $d_c = 15,5 \text{ мм}$ и $d_r/d_c = 2,25$ составит

$$d_r = 15,5 \cdot 2,25 = 34,9 \text{ мм},$$

а для установки по рис. 10.5, в при $d_c = 14,5 \text{ мм}$ и $d_r/d_c = 2,4$

$$d_r = 14,5 \cdot 2,4 = 34,8 \text{ мм}.$$

Таким образом, в обоих случаях можно в качестве эжектора использовать стандартный элеватор № 5 теплосети [65], диаметр камеры смещения которого равен 35 мм. Отметим, что противодействие p_c оказывает существенное влияние на коэффициент подсоса u_0 . Так, при снижении p_c до 0,15 МПа с использованием номограммы на рис. 10.6 можно установить, что для установки по схеме на рис. 10.5, а $u_0 = 2,1$, т. е. увеличится более чем в два раза по сравнению с рассмотренным выше случаем.

Часто водовоздушные эжекторы используют для подпитки воздухом напорных гидропневматических баков-аккумуляторов [41]. В таком случае центробежный насос подает воду через эжектор в гидропневматический бак, подсасывая при этом небольшое количество воздуха. Для повышения экономичности работы насоса важно, чтобы потери напора в эжекторе были минимальными. В связи с тем, что при исправных (герметичных) баках потери воздуха в основном связаны с растворением его в воде, эжектор может быть рассчитан на работу при небольших коэффициентах подсоса, например при $u_0 = 0,1$. В качестве расчетного противодействия для эжектора необходимо принимать максимальное давление в баке-аккумуляторе (см. п. 4.3). Предельное значение отношения $\Delta p_p/\Delta p_c$ для гидроструйных насосов при $u_0 = 0,1$ можно определить по формуле (3.7). Тогда эта величина составляет 1,7. Учитывая, что воздух подсасывается из атмосферы, можно принять $p_n = 0,1 \text{ МПа}$. Тогда отношение $\Delta p_p/\Delta p_c$ будет равно отношению избыточных давлений p_p/p_c , т. е. давления, создаваемого насосом $p_{\text{нас}}$, к максимальному давлению в гидропневматическом баке p_{max} .

Таким образом, для того чтобы эжектор подавал воздух в бак, насос должен создавать избыточное давление в 1,7 раза больше, чем максимальное давление в баке.

Для обеспечения работы эжектора в выбранном оптимальном режиме отношение диаметра камеры смещения к диаметру сопла следует определять по формуле (10.3). В данном случае можно принять $d_r/d_c = \sqrt{1,7} \approx 1,3$. В начале работы насоса, когда давление в гидропневматическом баке меньше p_{max} , объемный коэффициент подсоса u_0 будет больше указанной величины 0,1. Значение u_0 можно в этом случае определить по рис. 3.3.

Водовоздушные эжекторы по схеме на рис. 10.5, в получили применение в качестве гидрокомпрессорной установки для подачи воздуха в аэротенки, предназначенные для очистки сточных

вод [58]. В установке использованы водовоздушные эжекторы с соплом в виде форсунки, что позволило при небольших противодавлениях ($p_c = 0,14 \div 0,15$ МПа) обеспечить более высокие коэффициенты подсоса, чем дают короткие эжекторы с компактной струей рабочей жидкости. При работе циркуляционных насосов (схема на рис. 10.5, в) на чистой воде установка обеспечивает значительно большую надежность подачи воздуха, чем обычно применяемые для этой цели воздуходувки шестеренного типа.

10.3. Струйные смесители для жидкости и газа

Эжекторы находят достаточно широкое применение в качестве смесителей для жидкостей и газов при осуществлении процессов химической технологии в различных отраслях промышленности. Различают два вида смесительных установок с жидкостно-газовыми эжекторами. В установках первого вида эжектор должен подсосать и обеспечить перемешивание как можно большего количества газа в жидкости. При этом полное растворение газа непосредственно в эжекторной установке не обязательно. К этому виду можно, например, отнести эжекторы хлораторных и озонаторных установок, используемых в процессе обеззараживания воды или сточной жидкости. Второй вид установок предназначен для осуществления полного растворения газа в жидкости и создания насыщенных растворов.

Такие установки создаются прежде всего для осуществления процессов флотации, используемых при обогащении различных полезных ископаемых, а также при очистке жидкостей от нефтепродуктов.

Использование эжекторов в качестве смесителей жидкости и газа. Эжекторы в этом случае практически работают так же, как воздушные эжекторы, рассмотренные в пп. 10.1 и 10.2. Как правило, эжектор подсасывает смесь подлежащих растворению газов вместе с воздухом.

Расчет эжекторов в таких установках может быть выполнен с использованием рекомендаций, приведенных в пп. 3.2, 10.1 и 10.2. Исходными данными для расчета в данном случае являются:

- 1) требуемый вакуум или абсолютное давление на всасывании эжектора p_n ;
- 2) объемный расход газовоздушной смеси Q_n ;
- 3) противодавление эжектора p_c .

Иногда бывает необходимо рассчитать размеры газожидкостного эжектора и выбрать абсолютное давление рабочей воды p_p . В других случаях следует проверить, сможет ли типовой эжектор, которым оснащена установка, обеспечить необходимую подачу газовоздушной смеси, создать необходимый вакуум на всасывании при имеющемся (заданном) давлении рабочей воды.

В качестве примера рассмотрим расчет эжекторов для смешения озона с водой в установках барботажного типа.

Пример. Пусть, например, для обеззараживания и обеспечения речной воды требуется обеспечить дозу озона порядка $10-15 \text{ г/м}^3$. При суточной подаче воды водопроводом $2400 \text{ м}^3/\text{сут}$ каждый час должно обрабатываться в среднем 100 м^3 воды. При этом количество озона, которое должно быть подано в воду, составит $1-1,5 \text{ кг/ч}$. Озонаторы вырабатывают смесь воздуха с озоном, концентрация которого в смеси составляет до 10 г/м^3 . Следовательно, при необходимости введения в воду озона в количестве 1 кг/ч эжектор должен подсосать $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ озono-воздушной смеси.

Решение.

Если всю обрабатываемую воду пропускать через эжектор, то объемный коэффициент подсоса составит $u_0 = 1$. Для улучшения условий работы эжектора его обычно устанавливают над барботажным резервуаром на высоте $1-3 \text{ м}$. При этом абсолютное давление на выходе из эжектора можно принять $p_c = 0,11-0,12 \text{ МПа}$ при заглублении выхлопного отверстия под уровень воды в барботажном резервуаре на глубину $2-2,5 \text{ м}$. Принимая абсолютное давление $p_n = 0,09 \text{ МПа}$, $p_c = 0,12 \text{ МПа}$, $u_0 = 1$, определим по формуле (3.7) необходимое для обеспечения заданного режима отношение

$$\Delta p_r / \Delta p_c = 1,4 (1 + u_0)^2 = 1,4 (1 + 1)^2 = 5,6.$$

Тогда $\Delta p_c / \Delta p_r = 1/5,6 = 0,176$. Учитывая, что

$$\Delta p_c / \Delta p_r = (p_c - p_n) / (p_r - p_n),$$

определим необходимое абсолютное давление рабочей воды p_r . Подставляя в выражение для $\Delta p_c / \Delta p_r = 0,176$ значения $p_n = 0,09 \text{ МПа}$ и $p_c = 0,12 \text{ МПа}$, найдем, что $p_r = 0,26 \text{ МПа}$. Необходимое для осуществления оптимальной работы эжектора отношение диаметров камеры смешения и сопла вычислим по формуле (10.3):

$$d_r / d_c = \sqrt{\Delta p_r / \Delta p_c} = \sqrt{5,6} = 2,4.$$

Заметим, что если принять абсолютное давление на всасывании $p_n = 0,06 \text{ МПа}$ (вакуум 4 м вод. ст.), а абсолютное противодавление на выхлопе эжектора $p_c = 0,15 \text{ МПа}$, то необходимое давление (абсолютное) рабочей воды возрастет более чем в два раза и составит $p_r = 0,57 \text{ МПа}$. Поэтому необходимо стремиться снизить противодавление у эжектора путем его установки как можно выше над уровнем воды в сливном резервуаре.

Использование эжекторов для получения насыщенных растворов газов в жидкостях. Многие процессы химической технологии требуют получения насыщенных водных растворов газов (чаще всего воздуха). Так, при флотационных процессах обогащения полезных ископаемых или очистке сточных нефтесодержащих вод сначала насыщают жидкость воздухом, а затем осуществляют обратный процесс выделения газа в виде мелкодисперсных пузырьков. Как известно, растворимость газа в жидкости подчиняется закону Генри, в соответствии с которым предельная масса растворенного в объеме жидкости $V_{ж}$ газа при давлении p составляет величину

$$m = k_p p V_{ж}, \quad (10.9)$$

где k_p — константа растворимости, значение которой зависит от вида газа и жидкости, а также от абсолютной температуры.

Для единицы объема жидкости, например для $V_{ж} = 1 \text{ м}^3$, можно записать выражение

$$m = k_p p. \quad (10.10)$$

Эту зависимость в координатах давление (p) — масса (m) можно изобразить в виде пучка прямых, проходящих через начало координат и имеющих различный угловой коэффициент k_p , который для данного газа зависит от абсолютной температуры T .

Таким образом, количество газа, которое можно растворить в жидкости, прямо пропорционально давлению. Коэффициент пропорциональности является функцией температуры. С уменьшением температуры растворимость газов в жидкости возрастает. Следовательно, для интенсификации растворения газов в жидкости необходимо повысить давление газожидкостной смеси или уменьшить ее температуру (или провести эти процессы комплексно).

Скорость растворения (массопередачи) зависит от преобладающего механизма переноса вещества между жидкой и газообразной фазами. В неподвижной среде основным механизмом массопереноса является очень медленный процесс молекулярной диффузии. В движущейся среде процесс массопереноса интенсифицируется за счет переноса массы в направлении движения среды (конвекция); в турбулентных потоках добавляется влияние пульсаций, вызывающих турбулентную диффузию. Поэтому в аппаратах для растворения газа в жидкости кроме повышения давления и снижения температуры жидкости применяют интенсивное перемешивание жидкости и газа путем барботажного воздуха через жидкость или с помощью так называемой струйной аэрации [66]. Воздух в жидкость во многих случаях вводится с помощью эжекторов, включенных непосредственно перед барботером или резервуаром для струйной аэрации. Но такая схема существенно снижает экономичность работы установки.

Растворимость воздуха в воде обычно не превышает нескольких процентов по объему. Поэтому объемный коэффициент подсоса эжектора u_0 по воздуху должен составлять не более 0,1—0,2. Но даже при таком незначительном коэффициенте подсоса для обеспечения работы эжектора приходится выбирать насос с давлением, в $1,4(1 + u_0)^2 = 1,7 + 2$ раза большим, чем давление в напорном резервуаре, в котором осуществляется процесс растворения [см. формулу (3.7)].

Для повышения эффективности процесса растворения газа и повышения экономических показателей предложены циркуляционные установки с центробежным насосом и водовоздушным эжектором, схемы которых приведены на рис. 10.7 и 10.8. Авторы изобретений предполагали, что установки перекачивают газосодержащие жидкости. Перед подачей жидкости во внешний напорный трубопровод содержащиеся в ней газы растворяются за счет увеличения давления и (или) снижения температуры.

Устройство, изображенное на рис. 10.7, выполнено по схеме циркуляционной установки с отбором полезного расхода жидкости после струйного аппарата (см. рис. 5.2, а). Она содержит цен-

тробежный насос 1, подающий жидкость в рабочее сопло струйного эжектора 5, который может подсасывать газосодержащую жидкость по трубе 6 или смесь чистой жидкости, подаваемой по трубе 6, и газа, подсасываемого по трубе 7. Смесь жидкости и газа с давлением сжатия p_c поступает после струйного аппарата 5 в циркуляционный резервуар 2. Из этого резервуара часть жидкости возвращается на циркуляцию к насосу 1, а другая ее часть по трубе 3 подается во внешнюю сеть (систему). Процесс растворения газа интенсифицируется за счет увеличения давления газожидкостной смеси до величины p_c в напорном резервуаре 2, а также за счет охлаждения ее в теплообменнике 4.

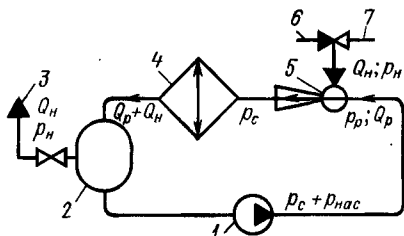


Рис. 10.7. Установка для перекачки газосодержащих жидкостей с отбором полезного расхода жидкости после гидроструйного аппарата [а. с. 850937 (СССР)]

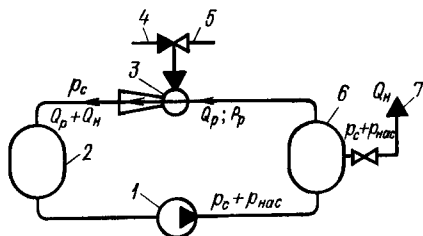


Рис. 10.8. Установка для перекачки газосодержащих жидкостей с отбором полезного расхода перед гидроструйным аппаратом [а. с. 994811 (СССР)]

На рис. 10.8 приведена схема *циркуляционной установки* с центробежным насосом 1 и струйным аппаратом 3, в которой *полезный расход жидкости отбирается перед гидроструйным насосом* и подается по трубе 7 в наружную сеть. Эта схема аналогична изображенной на рис. 5.2, в. Так же как в установке по рис. 10.7, эжектор 3 может подсасывать газожидкостную смесь по трубе 4 или раздельно: жидкость — по трубе 4, а газ — по трубе 5. Процесс растворения газа в этой установке интенсифицируется в два этапа. На первом этапе смесь сжимается до давления p_c в резервуаре 2, а затем проходит через центробежный насос, где перемешивается и сжимается дополнительно до давления, равного $p_c + p_{нас}$. Смесь под указанным давлением подается в резервуар 6. После этого резервуара часть жидкости, равная $u / [(1 + u) Q_{нас}]$, подается во внешнюю сеть, а другая часть, равная $1 / [(1 + u) Q_{нас}]$, возвращается на циркуляцию в эжектор в виде расхода рабочей жидкости.

В связи с тем что количество подающегося на растворение воздуха обычно весьма незначительно, в первом приближении можно полагать, что в системах (рис. 10.7 и 10.8) циркулирует однофазная жидкость. Это позволяет рассчитывать струйные аппараты по формулам, разработанным для гидроструйных насосов (см. гл. 1).

В частности, для расчета относительной полезной подачи, относительного полезного давления и гидравлического КПД установок можно использовать графики (рис. 5.6) и таблицу (табл. 5.2). В гл. 5 было показано, что циркуляционные установки обеспечивают более высокие технические и технико-экономические показатели, чем установки, в которых лопастной насос и струйный аппарат включены последовательно.

При рассмотрении показателей работы циркуляционных установок по рис. 10.7 и 10.8 следует дополнительно указать, что в этих установках может быть создано полезное давление, в несколько раз большее, чем в схеме с последовательно смонтированными лопастным насосом и эжектором. Увеличение полезного давления пропорционально увеличивает и количество растворенного в жидкости газа. Например, при коэффициенте подсоса $u_0 = 0,1$ установка по рис. 10.7 позволяет создать относительное полезное давление (отношение давления, созданного установкой, к давлению, создаваемому лопастным насосом) $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 1,22$. Установка по рис. 10.8 позволяет получить $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 2,22$ (см. табл. 5.2 и рис. 5.6).

В то же время наличие циркуляционного расхода в установках по рис. 10.7 и 10.8 соответственно уменьшает их полезный расход. Для указанных выше условий относительный полезный расход $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ составляет соответственно 0,10 и 0,09 (табл. 5.2).

В установке с последовательно смонтированными лопастным насосом и эжектором (открытая схема) весь расход жидкости $Q_{\text{нас}}$, перекачиваемый лопастным насосом, является полезным расходом установкой ($Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = 1$), так как эжектор предназначен лишь для подсоса воздуха. Но, как показано выше, при объемном коэффициенте подсоса по воздуху 0,1 полезное давление в этой схеме примерно в 1,7—2 раза меньше давления, создаваемого насосом, т. е. $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} \approx 0,5$.

Для технико-экономического сравнения установок по рис. 10.7, 10.8 и установки, в которой центробежный насос и эжектор смонтированы последовательно, можно использовать произведение относительного полезного давления $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}}$ и относительного полезного расхода $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$. В гл. 5 показано, что это произведение равно гидравлическому КПД установок $\eta_{\text{г}}$. Выбор такого показателя для технико-экономического сравнения можно обосновать тем, что это произведение пропорционально массе растворенного в жидкости газа при заданных (постоянных) значениях подачи и давления, создаваемых насосом.

В практически интересном диапазоне изменения давления коэффициент подсоса водовоздушного эжектора $u_0 = 0,1 + 0,2$ является достаточным для подачи в жидкость необходимого для растворения воздуха.

Как показано выше, для схемы с последовательно включенными центробежным насосом и эжектором $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} = 1$, а $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} = 0,5$. Итак, для рассматриваемой установки гидрав-

лический КПД остается примерно постоянным и равным $\eta_r \approx 0,5$.

Значения гидравлического КПД установок по рис. 10.7 (см. рис. 5.2, а) и 10.8 (см. рис. 5.2, в) приведены на рис. 5.6 и в табл. 5.2. При рассмотрении этих данных можно видеть:

1) для установки по рис. 5.2, а (рис. 10.7) гидравлический КПД η_r во всем диапазоне изменения $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}}$ меньше 0,5;

2) гидравлический КПД η_r установки по рис. 5.2, в (рис. 10.8) при возрастании относительного расхода $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} > 0,3$ становится больше 0,5, приближаясь к 1 при $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{нас}} \rightarrow 1$.

Таким образом, применение установки, схема которой приведена на рис. 10.7, по технико-экономическим соображениям является невыгодным по сравнению с открытой схемой последовательного включения центробежного насоса и водовоздушного эжектора. Применение дополнительного теплообменника лишь усложняет и удорожает установку. Отсюда можно сделать вывод, что наиболее экономичной для осуществления процесса насыщения воды воздухом является установка, выполненная по схеме на рис. 10.8, при условии $p_{\text{пол}}/p_{\text{нас}} \rightarrow 1$. По сравнению со схемой, в которой эжектор и центробежный насос смонтированы последовательно, установка по рис. 10.8 (при одинаковой мощности центробежного насоса) позволяет или обеспечить растворение в два раза большего количества газа в одинаковых объемах воды, или обработать в два раза больше жидкости при одинаковых концентрациях растворенного газа.

Физически это объясняется тем, что в схеме с последовательно смонтированными центробежным насосом и эжектором растворение производится при давлении $p_c = 0,5p_{\text{нас}}$, а в установке по рис. 10.8 — при давлении, приблизительно равном $p_{\text{нас}}$. На эксплуатацию установки по рис. 10.8 в этом режиме определенное ограничение может накладывать кавитация в струйном насосе. Из рис. 5.6 можно видеть, что максимальное отношение абсолютных давлений p_p/p_n для данной установки, при котором еще не возникает кавитация, составляет 11. Поэтому, если давление на всасывании эжектора составляет 0,08 МПа, максимальное давление в напорном трубопроводе насоса, а следовательно, и величина p_p не должны превышать $11 \cdot 0,08 = 0,88$ МПа. Обычно такое давление является вполне достаточным для флотационных установок, где чаще всего производится насыщение воды воздухом.

Для обеспечения оптимальной работы установки по рис. 10.8 в указанном режиме основной геометрический параметр гидро-струйного насоса должен составлять (см. рис. 5.6) $d_r/d_c \approx 2$.

Все сказанное выше позволяет рекомендовать установку, выполненную по схеме на рис. 10.8, для насыщения воды воздухом вместо применяемых в настоящее время [66] последовательно смонтированных лопастного насоса и водовоздушного эжектора.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ГИДРОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ

Пример 1. Определить отношение основных размеров (d_T/d_c), максимальный коэффициент подсоса u и коэффициент полезного действия η водоструйного насоса с центральным соплом, предназначенного для откачки воды. Вакуумметрическая высота всасывания $H_{вс} = 5$ м (абсолютное давление $p_H \approx 0,05$ МПа). Температура откачиваемой воды t_H равна температуре рабочей воды $t_p = 20^\circ\text{C}$. Располагаемое абсолютное давление рабочей воды $p_p = 0,6$ МПа, необходимое абсолютное давление после водоструйного насоса $p_c = 0,15$ МПа.

Решение. По формуле (1.23) вычисляем безразмерный перепад абсолютных гидростатических давлений

$$\Delta p_c/\Delta p_p = (p_c - p_H)/(p_p - p_H) = (0,15 - 0,05)/(0,6 - 0,05) = 0,182.$$

По графику (рис. 1.13) при $\Delta p_c/\Delta p_p = 0,182$ определяем максимальный расчетный коэффициент подсоса u и необходимое для его реализации отношение основных геометрических размеров струйного насоса d_T/d_c . Для этого из точки на вертикальной оси рис. 1.13, соответствующей $\Delta p_c/\Delta p_p = 0,182$, проводим горизонтальную линию до пересечения со штриховой линией оптимальных режимов. Точка пересечения определяет по интерполяции между кривыми u величину максимально достижимого при $\Delta p_c/\Delta p_p = 0,182$ коэффициента подсоса $u = 1,20$. Из полученной точки проводим вертикальную прямую до пересечения с осью d_T/d_c и на ней читаем искомое значение отношения $d_T/d_c = 2,15$.

Проверяем выбранный режим работы водоструйного насоса ($u = 1,22$; $d_T/d_c = 2,15$) на возможность возникновения кавитации. Для этого определяем величину $(p_p - p_K)/(p_H - p_K)$ [см. формулу (1.54)], от которой зависит кавитационный коэффициент подсоса u_K . Давление p_K , при котором в струйном насосе возникает кавитация, можно принять равным давлению насыщенных водяных паров p_H и при температуре 20°C . Оно составляет $0,002$ МПа (см. п. 10.1), что много меньше величин p_p и p_H . Поэтому $(p_p - p_K)/(p_H - p_K) \approx p_p/p_H$. В данном случае

$$p_p/p_H = 0,6/0,05 = 12.$$

По графику (рис. 1.21) при $p_p/p_H = 12$ и $d_T/d_c = 2,15$ определяем коэффициент подсоса, при достижении которого в струйном насосе возникает кавитация: $u_K = 1,25$.

Следовательно, в данном случае водоструйный насос будет работать в предельном режиме по условиям возникновения кавитации. При незначительном снижении противодавления p_c и увеличении коэффициента подсоса возникает кавитация, которая препятствует дальнейшему росту коэффициента подсоса ($u \leq u_K = 1,25$). При увеличении давления p_p или при снижении p_H отношение p_p/p_H увеличится. При этом коэффициент подсоса u_K уменьшится (см. рис. 1.21) и кавитация возникает при более низких значениях u .

Коэффициент полезного действия η водоструйного насоса определяем по формуле (1.12а):

$$\eta = \frac{u \Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p} = \frac{1,22 \cdot 0,182}{1 - 0,182} = 0,272.$$

Пример 2. Для водоструйного насоса, рассчитанного в примере 1, построить графики следующих зависимостей:

а) характеристику $u = f(p_p)$ при изменении абсолютного давления рабочей воды p_p от 0,4 до 0,8 МПа и при постоянных значениях $p_c = 0,15$ МПа и $p_n = 0,05$ МПа;

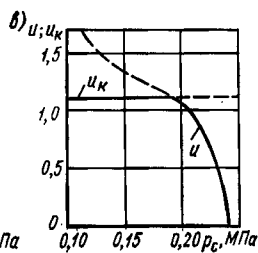
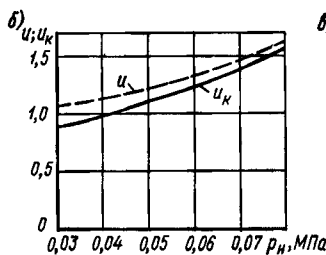
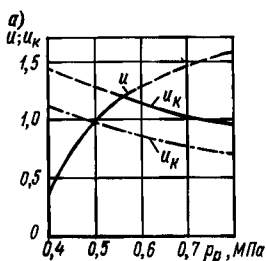


Рис. П.1. Характеристики гидроструйного насоса: u — рабочая; u_k — кавитационная

б) характеристику $u = f(p_n)$ при изменении абсолютного давления на всасывании p_n от 0,03 до 0,08 МПа и при $p_p = 0,6$ МПа, $p_c = 0,15$ МПа;

в) характеристику $u = f(p_c)$ при изменении абсолютного противодавления p_c от 0,105 до 0,25 МПа и при $p_p = 0,6$ МПа, $p_n = 0,05$ МПа.

Решение. Ход вычислений, выполняемых для построения указанных характеристик, одинаков. Коэффициент подсоса u для определенных комбинаций давлений p_p , p_n и p_c и соответствующих им отношений $\Delta p_c / \Delta p_p$ при заданном отношении геометрических размеров водоструйного насоса ($d_r / d_c = 2,15$) определяем по графику (рис. 1.13).

По графику (рис. 1.21) определяем коэффициенты подсоса u_k , при которых возникает кавитация. Для нахождения u_k в качестве исходных данных используем соответствующие значения p_p / p_n и d_r / d_c .

Наносим найденные значения u и u_k на графики (рис. П.1), получаем характеристики $u = f(p_p)$, $u = f(p_n)$, $u = f(p_c)$, а также кавитационные характеристики $u_k = f(p_p)$, $u_k = f(p_n)$, $u_k = f(p_c)$. Точки пересечения кривых u и u_k на рис. П.1 определяют предельные максимальные значения коэффициента подсоса u из условия возникновения кавитации. Если $u < u_k$, то при работе водоструйного насоса реализуется коэффициент подсоса, равный u , а при $u > u_k$ гидроструйный насос будет работать с коэффициентом подсоса, равным u_k , т. е. в режиме кавитации.

Последовательность вычислений, выполненных для построения характеристик водоструйного насоса (рис. П.1), приведена в табл. П.1, П.2 и П.3.

Из рассмотрения характеристик, приведенных на рис. П.1, можно сделать следующие выводы:

а) по мере увеличения давления рабочей воды p_p коэффициент подсоса u возрастает (рис. П.1, а) вплоть до значения $u = 1,2$, при котором в струйном насосе возникает кавитация ($u = u_k$). При дальнейшем увеличении p_p струйный насос работает в кавитационном режиме ($u_k < u$), поэтому расчетное значение

Таблица П.1

К построению характеристик
водоструйного насоса $u = f(p_p)$
и $u_k = f(p_p)$ (к примеру 1)

p_p , МПа	$\Delta p_c / \Delta p_p$	p_p / p_H	u	u_k
0,4	0,29	8	0,35	1,40
0,5	0,22	10	1,05	1,25
0,6	0,18	12	1,20	1,10
0,7	0,15	14	1,48	1,05
0,8	0,13	16	1,63	0,95

Примечание. Здесь p_p — абсолютное давление рабочей воды.

Таблица П.2

К построению характеристик
водоструйного насоса $u = f(p_H)$
и $u_k = f(p_H)$ (к примеру 1)

p_H , МПа	$\Delta p_c / \Delta p_p$	p_p / p_H	u	u_k
0,03	0,21	20	1,03	0,83
0,04	0,20	15	1,10	1,00
0,05	0,18	12	1,20	1,10
0,06	0,17	10	1,30	1,25
0,07	0,15	8,6	1,48	1,40
0,08	0,13	7,5	1,63	1,45

Примечание. Здесь p_H — абсолютное давление на всасывании.

Таблица П.3

К построению характеристик
водоструйного насоса $u = f(p_c)$
и $u_k = f(p_c)$ (к примеру 1)

p_c , МПа	$\Delta p_c / \Delta p_p$	p_p / p_H	u	u_k
0,105	0,10	12	1,80	1,1
0,15	0,18	12	1,20	1,1
0,20	0,28	12	1,10	1,1
0,25	0,36	12	0	1,1

Примечание. Здесь p_c — абсолютное давление сжатия.

Таблица П.4

К построению характеристик
водоструйного насоса $u = f(p_p)$
и $u_k = f(p_p)$ (к примеру 3)

p_p , МПа	$\Delta p_c / \Delta p_p$	p_p / p_H	u	u_k
0,4	0,29	12,7	0,35	1,08
0,5	0,22	16,0	0,05	0,93
0,6	0,18	19,3	1,20	0,85
0,7	0,15	22,7	1,48	0,77
0,8	0,13	26,0	1,63	0,72

Примечание. Здесь p_p — абсолютное давление рабочей воды.

коэффициента подсоса u не может быть реализовано из-за кавитации. Фактическая характеристика $u = f(p_p)$ будет состоять из двух участков, изображенных на рис. П.1, а сплошной линией. На первом участке при изменении p_p от 0,4 до 0,55 МПа будет реализовываться характеристика $u = f(p_p)$, а при дальнейшем увеличении давления p_p струйный насос будет работать по характеристике $u_k = f(p_p)$, т. е. в режиме кавитации;

б) при постоянных значениях абсолютного давления рабочей воды $p_p = 0,6$ МПа и противодействия $p_c = 0,15$ МПа и при изменении абсолютного давления на всасывании p_H от 0,03 до 0,08 МПа струйный насос будет работать в кавитационном режиме ($u_k < u$). Поэтому характеристика $u = f(p_H)$ не может быть реализована из-за кавитации. Значение коэффициента подсоса при этом можно определить по характеристике $u_k = f(p_H)$, изображенной на рис. П.1, б сплошной линией;

в) при снижении противодействия p_c от 0,25 МПа до 0,105 МПа коэффициент подсоса u струйного насоса должен возрастать (рис. П.1, в). Однако при достижении величиной p_c значения 0,19 МПа возникает кавитация и расчетные значения коэффициента подсоса u не могут быть реализованы. Таким образом, в диапазоне изменения p_c от 0,105 до 0,19 МПа гидроструйный насос будет

работать в кавитационном режиме (горизонтальный участок сплошной кривой на рис. П.1, а), а при $p_c > 0,19$ МПа реализуется характеристика $u = f(p_c)$. При этом в случае возрастания противодействия p_c примерно до 0,23 МПа коэффициент подсоса снижается до нуля, а при дальнейшем увеличении p_c может произойти «опрокидывание» работы струйного насоса и коэффициент подсоса может стать отрицательным.

Для указанных выше случаев КПД гидроструйного насоса можно вычислить по формуле (1.12а). В качестве расчетных значений коэффициента подсоса следует брать значения, относящиеся к сплошным кривым характеристик, нанесенных на рис. П.1.

Пример 3. Для водоструйного насоса, рассчитанного в примере 1, построить графики зависимостей $u = f(p_p)$ и $u_k = f(p_p)$ для случая изменения абсолютного давления рабочей воды p_p от 0,4 до 0,8 МПа при постоянных значениях абсолютного противодействия $p_c = 0,15$ МПа и $p_n = 0,05$ МПа. Температуру рабочей и подсасываемой воды принять $\tau_p = \tau_n = 20^\circ\text{C}$ и 60°C .

Решение. Характеристика $u = f(p_p)$ несущественно зависит от температуры перекачиваемой воды. Поэтому в качестве характеристики $u = f(p_p)$ можно принять зависимость, рассчитанную в примере 2 для температуры 20°C и изображенную на рис. П.1, а.

Для построения кавитационных характеристик $u_k = f(p_p)$ при температуре 60°C вычислим отношение $(p_p - p_k)/(p_n - p_k)$, принимая в качестве абсолютного давления p_n , при котором возникает кавитация, давление насыщенных водяных паров $p_{н.п.}$. В соответствии с таблицей, приведенной в п. 10.1, $p_n = p_{н.п.} = 0,019$ МПа ($\tau = 60^\circ\text{C}$).

Ход вычислений, выполняемых для построения характеристик $u_k = f(p_p)$, следующий. Вычисляем отношения $(p_p - p_k)/(p_n - p_k)$, соответствующие заданным значениям рабочего давления p_p и давления p_k , равного абсолютному давлению насыщенных паров $p_{н.п.}$. По графику (см. рис. 1.21) определяем коэффициенты подсоса u_k , при которых возникает кавитация. Для нахождения u_n в качестве исходных данных используем соответствующие значения отношений $(p_p - p_n)/(p_n - p_k)$ и величину $d_r/d_c = 2,15$.

Последовательность вычислений, выполненных для построения характеристик $u_k = f(p_p)$, приведена в табл. П. 4. В этой таблице приведены также данные для построения характеристики $u = f(p_p)$, заимствованные из табл. П.1.

Характеристика $u_k = f(p_p)$ нанесена на рис. П.1, а штрихпунктирной линией. Из рассмотрения рис. П.1, а можно видеть, что с повышением температуры перекачиваемой τ_n и рабочей τ_p воды с 20°C (см. пример 2) до 60°C влияние кавитации на работу водоструйного насоса возрастает. Так, если при температуре воды 20°C кавитация начиналась при возрастании давления рабочей воды до 0,55 МПа, то при температуре 60°C кавитация начинается уже при давлении менее 0,5 МПа. Соответственно уменьшаются и значения достижимых коэффициентов подсоса.

В данном примере расчет выполнен при одинаковых температурах рабочей τ_p и подсасываемой τ_n жидкостей. В тех случаях, когда $\tau_p \neq \tau_n$, расчет давления насыщенных паров $p_{н.п.}$ следует производить при температуре смешанной жидкости τ_c , которую можно определить по формуле (1.55).

Пример 4. Определить конструктивные размеры водоструйного насоса, расчет отношения основных размеров которого d_r/d_c приведен в примере 1. Расход подсасываемой воды принять равным $12 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Решение. При коэффициенте подсоса $u = 1,20$ (см. пример 1) расход рабочей жидкости составит $Q_p = Q_n/u = 12/1,2 = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Перепад давления рабочей воды $\Delta p_p = p_p - p_n = 0,6 - 0,05 = 0,55 \text{ МПа} = 0,55 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Диаметр выходного сечения цилиндрического участка рабочего сопла можно определить по формуле (1.56). Подставляя в эту формулу $Q_p = 10 \text{ м}^3/\text{ч} = 10/3600 \text{ м}^3/\text{с}$, $\varphi_1 = 0,85$, $\Delta p_p = 0,55 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, получим

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi \varphi_1 \sqrt{2\Delta p_p/\rho}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,95 \sqrt{2 \cdot 0,55 \cdot 10^6/1000}}} = 1,07 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Таким образом, диаметр сопла составит $d_c = 10,7 \text{ мм}$. Принимаем $d_c = 11 \text{ мм}$ [величину d_c приближенно можно определить и по номограмме (см. рис. 10.4)]. В соответствии с данными п. 1.5 принимаем конусное рабочее сопло с углом конусности 14° и с цилиндрическим выходным участком длиной $0,8d_c = 0,8 \times 11 = 8,8 \text{ мм}$.

Примем диффузор состоящим из одного участка (см. рис. 1.3) с углом конусности 10° . Проверим, можно ли реализовать расчетный коэффициент подсоса ($u = 1,2$) в цилиндрической камере смещения. Для этого определим отношение диаметров в начале d_{1r} и в конце камеры смещения d_{2r} по формуле (1.6):

$$d_{1r}/d_{2r} = \sqrt{s} (1 + u \sqrt{1 + \Delta p_c/\Delta p_p}) / (1 + u).$$

Эффективность восстановления давления в выбранном выше диффузоре s примем в этой формуле равной 0,7 (см. п. 1.5), а величину $\Delta p_c/\Delta p_p$ определим по графику (см. рис. 1.27). При $u = 1,2$ отношение составит 0,095. Тогда

$$d_{1r}/d_{2r} = \sqrt{0,7} (1 + 1,2 \sqrt{1 + 0,095}) / (1 + 1,2) = 0,86.$$

Так как значение отношения d_{1r}/d_{2r} отличается в данном случае от единицы более чем на 10 %, то, вообще говоря, следовало бы принять камеру смещения конической с соотношением $d_{1r}/d_{2r} = 0,86$. Однако, учитывая малые абсолютные размеры струйного аппарата [$d_c = 11 \text{ мм}$; $d_r = d_c(d_r/d_c) = 11 \cdot 2,15 = 23,6 \text{ мм}$], можно принять камеру смещения цилиндрической с диаметром 23,6 мм¹.

Длину цилиндрической камеры смещения можно определить по формуле (1.66):

$$l_r = 10d_r = 10 \cdot 23,6 = 236 \text{ мм.}$$

Длину диффузора определим в соответствии с соотношениями, приведенными на рис. 1.30:

$$l_d = 7(d_{2d} - d_{1d}).$$

Диаметр диффузора в начальном сечении примем равным диаметру камеры смещения $d_{1d} = 23,6 \text{ мм}$. Конечный диаметр диффузора d_{2d} определим из условия равенства его диаметру отводящего трубопровода $d_{тр}$. Величину $d_{тр}$ можно выбрать из условия обеспечения в отводящем трубопроводе скорости движения жидкости 1,5—2 м/с. Расход воды на выходе из струйного аппарата $Q_p + Q_k = 10 + 12 = 22 \text{ м}^3/\text{ч}$. Исходя из этих условий можно принять диаметр напорного трубопровода и диаметр диффузора на выходе $d_{тр} = d_{2d} = 60 \text{ мм}$. Тогда длина диффузора

$$l_d = 7(60 - 23,6) \approx 250 \text{ мм.}$$

Вычислим оптимальное расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения камеры смещения.

Длину свободной струи $l_{ст}$ и диаметр ее $d_{ст}$ (на расстоянии $l_{ст}$ от выходного сечения рабочего сопла) определим по графику на рис. 1.28. При коэффициенте подсоса $u = 1,2$ отношение $l_{ст}/d_c = 2,2$, а $d_{ст}/d_c = 3,3$. Отсюда $d_{ст} = 3,3d_c = 3,3 \cdot 11 = 36,2 \text{ мм}$ [величину $d_{ст}$ можно определить и по формуле (1.64): $d_{ст} = 1,55d_c(1 + \frac{1}{u}) = 1,55 \cdot 11(1 + 1,2) = 36,2 \text{ мм}$].

¹ Учитывая, что промышленностью выпускаются гидроэлеваторы для тепловых сетей, можно в данном случае выбрать ближайший к расчетному гидроэлеватор № 3, имеющий диаметр камеры смещения 25 мм.

Длину струи от выходного сечения рабочего сопла $l_{ст}$ до сечения, в котором она имеет диаметр $d_{ст}$, можно также определить по графику (см. рис. 1.28) или по формуле (1.62). В данном случае $l_{ст} = 2,2d_{ст} = 2,2 \cdot 11 = 24,2$ мм. Так как $d_{ст} > d_r$ ($36,2 > 23,6$), то сопло необходимо установить от входа в камеру смешения на расстоянии $l_c = l_{ст} + l'_{ст}$, где величина $l'_{ст}$ определяется по формуле (1.65):

$$l'_{ст} = (d_{ст} - d_r)/2 = (36,2 - 23,6)/2 = 6,3 \text{ мм.}$$

Таким образом, выходное сечение рабочего сопла следует установить от входа в камеру смешения на расстоянии $l_c = l_{ст} + l'_{ст} = 24,2 + 6,3 \approx 31$ мм. При этом входной участок камеры смешения длиной $l'_{ст}$ выполняют в виде усеченного конуса (конфузора) длиной $l'_{ст} = 6,3$ мм с начальным диаметром, равным диаметру струи $d_{ст} = 36,2$ мм, и конечным диаметром, равным диаметру камеры смешения $d_r = 23,6$ мм.

Пример 5. Провести проверку водоструйного насоса, рассчитанного в примере 4, на возможность использования расчетных графиков рабочих характеристик по условиям динамического подобия.

Решение. Вычислим критерий динамического подобия — число Re для рабочего сопла по формуле (1.1) при двух значениях температуры рабочей жидкости: $\tau_p = 20^\circ\text{C}$ и $\tau_p = 60^\circ\text{C}$. Примем в соответствии с примером 4 $d_c = 0,011$ м; $\Delta p_p = p_p - p_n = 0,55$ МПа $= 0,55 \cdot 10^6$ Па; $\rho \approx 1000$ кг/м³. Кинематический коэффициент вязкости ν для воды составляет $1 \cdot 10^{-6}$ м²/с² ($\tau_p = 20^\circ\text{C}$) и $0,35 \cdot 10^{-6}$ м²/с² ($\tau_p = 60^\circ\text{C}$).

Для $\tau_p = 20^\circ\text{C}$ по формуле (1.1) имеем

$$\text{Re} = (d_c \sqrt{2 \Delta p_p / \rho}) / \nu = (0,011 \sqrt{2 \cdot 0,55 \cdot 10^6 / 1000}) / (1 \cdot 10^{-6}) = 0,33 \cdot 10^6,$$

а для $\tau_p = 60^\circ\text{C}$

$$\text{Re} = (0,011 \sqrt{2 \cdot 0,55 \cdot 10^6 / 1000}) / (0,35 \cdot 10^{-6}) = 0,96 \cdot 10^6.$$

Таким образом, при расчете струйного насоса для $\tau_p = 20^\circ\text{C}$ требуется введение поправки на вязкость жидкости, так как $\text{Re} = 0,33 \cdot 10^6$ меньше критического значения $\text{Re}_{кр} = 1 \cdot 10^6$. При увеличении температуры рабочей воды до 60°C число Re вплотную приближается к критическому значению и введение поправки не требуется. Поправки к гидравлическому КПД струйного насоса η , отношение давлений $\Delta p_c / \Delta p_p$ и оптимальное отношение геометрических размеров d_r / d_c гидроструйного насоса при работе его на пониженных по сравнению с критическим числах Re можно определить по графикам, приведенным на рис. 1.7, а — в или по данным, приведенным в книгах [10, 61].

Пример 6. Построить графические характеристики $[Q_n = f(p_p), Q_n = f(p_n)]$ и $Q_n = f(p_c)$, т. е. зависимости подсосываемого (полезного) расхода Q_n от давлений p_p , p_n и p_c для водоструйного насоса, рассчитанного в примере 1, с использованием данных расчетов, приведенных в примерах 2 и 3. Геометрические размеры струйного насоса принять по данным примера 4.

Решение. Можно принять следующий ход расчетов при построении характеристик. Для каждого сочетания давления рабочей воды p_p и давления на всасывании гидроструйного насоса p_n вычисляем перепад давления Δp_p . Затем с использованием формулы (1.56) находим расход рабочей воды Q_p , проходящей через рабочее сопло. Умножая величину Q_p на коэффициент подсоса u , получаем искомый расход подсосываемой жидкости Q_n для заданного режима. Следует помнить, что при $u < u_n$ в качестве расчетного значения коэффициента подсоса принимаем величину u , в противном случае (если $u > u_n$) в качестве

расчетного коэффициента подсоса берем значение u_n , соответствующее работе струйного насоса в кавитационном режиме.

Ход вычислений, выполненных для построения характеристик, приведен ниже в соответствующих таблицах, а сами характеристики в графическом виде представлены на рис. П.2.

В табл. П.5 приведены результаты расчета характеристики $Q_n = f(p_p)$ для данных примеров 2 и 3, различающихся температурой рабочей τ_p и подкачиваемой τ_n воды. Для примера 2 $\tau_p = \tau_n = 20^\circ\text{C}$, а для примера 3 температуры равны 60°C .

Характеристики $Q_n = f(p_p)$, соответствующие температуре воды 20°C и 60°C нанесены на график (рис. П.2, а). При их рассмотрении можно уста-

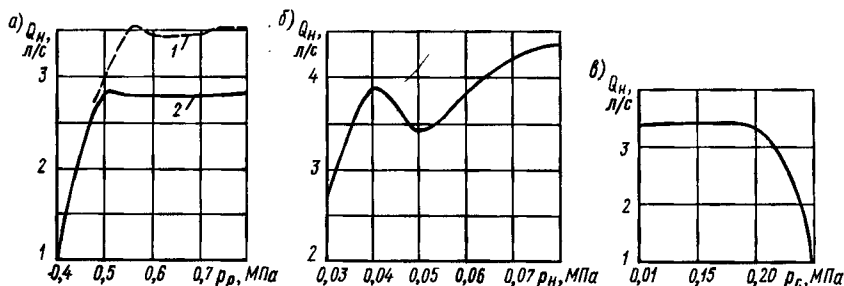


Рис. П.2. Характеристики гидроструйного насоса:

--- $\tau_p = \tau_n = 20^\circ\text{C}$; — $\tau_p = \tau_n = 60^\circ\text{C}$

новить, что из-за влияния кавитации увеличение давления рабочей воды сверх $0,5\text{ МПа}$ не приводит (как это должно быть при отсутствии кавитации) к увеличению полезной подачи струйного насоса. Рост температуры жидкости приводит к уменьшению полезной подачи струйного насоса при одинаковых давлениях p_p , p_c и p_n .

Ход расчета по построению характеристики $Q_n = f(p_n)$ представлен в табл. П.6.

Таблица П.5

К построению характеристики $Q_n = f(p_p)$ (к примеру 6)

p_p , МПа	$\Delta p_p = p_p - p_n$, МПа	Q_p , л/с	u (или u_k)	Q_n , л/с	p_p , МПа	$\Delta p_p = p_p - p_n$, МПа	Q_p , л/с	u (или u_k)	Q_n , л/с
$\tau_p = \tau_n = 20^\circ\text{C}$					$\tau_p = \tau_n = 60^\circ\text{C}$				
0,4	0,35	2,50	0,35	0,875	0,4	0,35	2,50	0,35	0,875
0,5	0,45	2,85	1,05	2,99	0,5	0,45	2,85	0,93	2,65
0,55	0,50	3,00	1,20	3,60	0,55	0,50	3,00	0,87	2,61
0,6	0,55	3,16	1,10	3,48	0,6	0,55	3,16	0,85	2,69
0,7	0,65	3,43	1,05	3,60	0,7	0,65	3,43	0,77	2,64
0,8	0,75	3,68	0,95	3,50	0,8	0,75	3,68	0,72	2,65

Примечание. Здесь p_p — абсолютное давление рабочей воды.

Таблица П.6

К построению характеристики
 $Q_H = f(p_H)$ (к примеру 6)

p_H , МПа	$\Delta p_p = p_p - p_H$, МПа	Q_p , л/с	μ (или μ_K)	Q_H , л/с
0,03	0,57	3,21	0,83	2,66
0,04	0,56	3,18	1,00	3,18
0,05	0,55	3,16	1,10	3,47
0,06	0,54	3,12	1,25	3,90
0,07	0,53	3,09	1,40	4,33
0,08	0,52	3,06	1,45	4,44
Примечание. Здесь p_H — абсолютное давление на всасывании.				

Таблица П.7

К построению характеристики
 $Q_H = f(p_c)$ (к примеру 6)

p_c , МПа	$\Delta p_p = p_p - p_H$, МПа	Q_p , л/с	μ (или μ_K)	Q_H , л/с
0,105	0,55	3,16	1,1	3,47
0,15	0,55	3,16	1,1	3,47
0,20	0,55	3,16	1,1	3,47
0,25	0,55	3,16	0	0
Примечание. Здесь p_c — абсолютное противодавление.				

Характеристика $Q_H = f(p_H)$, соответствующая табл. П.6, приведена на рис. П.2, б. Из анализа характеристик можно установить, что по мере увеличения давления на всасывании p_H подсасываемый расход Q_H увеличивается с 2,66 л/с (при $p_H = 0,03$ МПа) до 4,44 л/с (при $p_H = 0,08$ МПа). Следует подчеркнуть, что при всех значениях p_H из рассматриваемого диапазона струйный насос работает в кавитационном режиме.

Последовательность расчетов по построению характеристики $Q_H = f(p_c)$ дана в табл. П.7.

Характеристика $Q_H = f(p_c)$, соответствующая табл. П.7, приведена на рис. П.2, в.

Особенностью работы водоструйного насоса в данном случае является то, что изменение противодавления p_c не влияет на перепад давления в рабочем сопле Δp_p . Поэтому и расход рабочей жидкости Q_p остается постоянным. Кроме того, так как струйный насос работает почти на всем участке изменения p_c в кавитационном режиме, то при $p_p = \text{const}$ и $p_H = \text{const}$ остается неизменным отношение p_p/p_H , а следовательно, и кавитационный коэффициент подсоса μ_K .

Таким образом, при изменении противодавления p_c от 0,105 до 0,2 МПа, т. е. в два раза, полезная подача водоструйного насоса Q_H остается неизменной. Этот факт может найти применение в практике, когда требуется обеспечить постоянную подачу жидкости независимо от изменения давления (конечно, в определенных пределах) у потребителя.

Пример 7. Определить удельное гидравлическое сопротивление $i_{г.с}$ и граничную скорость $v_{гр}$ при движении тонкодисперсной гидросмеси с объемной концентрацией $s_{v2} = 0,1$ и $s_{v2} = 0,2$ (см. п. 2.1) по горизонтальным стальным трубам диаметром 0,2 м и 1,0 м. Плотность твердых частиц гидросмеси принять $\rho_t = 2500$ кг/м³, а плотность жидкости (воды) — $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³.

Решение. К тонкодисперсным (см. п. 2.1) относят гидросмеси с размером твердых частиц от 50 до 150 мкм. Для таких гидросмесей основным режимом течения в трубах является турбулентный. Турбулентный режим при скоростях течения больше граничной скорости ($v > v_{гр}$) позволяет транспортировать гидросмеси при объемных концентрациях до 0,2—0,25.

Граничную скорость $v_{гр}$, которая для тонкодисперсных гидросмесей практически не зависит от концентрации твердой фазы, вычислим по формуле (2.7). Коэффициент k_1 в этой формуле примем в соответствии с п. 2.1 равным единице. Величина отношения $a = (\rho_T - \rho_{ж})/\rho_{ж} = (2500 - 1000)/1000 = 1,5$; $g = 9,8$ м/с².

Граничная скорость для труб диаметром $d_{тр} = 0,2$ м

$$v_{гр} = k_1 \sqrt{agd_{тр}} = 1 \sqrt{1,5 \cdot 9,8 \cdot 0,2} = 1,71 \text{ м/с},$$

а для труб диаметром 1,0 м

$$v_{гр} = 1 \sqrt{1,5 \cdot 9,8 \cdot 1,0} = 3,83 \text{ м/с}.$$

Удельные гидравлические сопротивления $i_{г.с}$ при движении гидросмеси по трубам вычислим по формуле (2.6). В этой формуле коэффициент c_0 можно принять равным единице. Тогда для гидросмеси с объемной концентрацией $s_{V2} = 0,1$ удельное гидравлическое сопротивление составит величину

$$i_{г.с} = i_{ж} \left(1 + c_0 \frac{\rho_T - \rho_{ж}}{\rho_{ж}} s_{V2} \right) = i_{ж} (1 + 1 \cdot 1,5 \cdot 0,1) = 1,15 i_{ж},$$

а при объемной концентрации $s_{V2} = 0,2$

$$i_{г.с} = i_{ж} (1 + 1 \cdot 1,5 \cdot 0,2) = 1,3 i_{ж}.$$

Удельное гидравлическое сопротивление для жидкости (воды) $i_{ж}$ в функции от скорости движения и диаметра трубопровода можно определить по таблицам для гидравлического расчета водопроводных труб.

Следует заметить, что при скорости движения гидросмеси в трубах $v > 1,5 v_{гр}$ удельные гидравлические сопротивления $i_{г.с}$ можно приближенно вычислить по формуле (см. п. 2.1)

$$i_{г.с} = i_{ж} \rho_{г.с} / \rho_{ж}.$$

Для расчета по этой формуле необходимо знать плотность гидросмеси $\rho_{г.с}$. Эту величину можно вычислить с использованием формулы (2.5) для объемной концентрации гидросмеси s_{V2} . В соответствии с формулой (2.5) имеем

$$s_{V2} = (\rho_{г.с} - \rho_{ж}) / (\rho_T - \rho_{ж}).$$

Преобразуя эту формулу, можно выразить из нее $\rho_{г.с}$:

$$\rho_{г.с} = s_{V2} (\rho_T - \rho_{ж}) + \rho_{ж}.$$

Подставляя в последнюю формулу значения $s_{V2} = 0,1$ и $s_{V2} = 0,2$, а также значения ρ_T и $\rho_{ж}$, получим для гидросмеси с $s_{V2} = 0,1$

$$\rho_{г.с} = 0,1 (2500 - 1000) + 1000 = 1150 \text{ кг/м}^3,$$

а для гидросмеси, имеющей $s_{V2} = 0,2$,

$$\rho_{г.с} = 0,2 (2500 - 1000) + 1000 = 1300 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда удельные гидравлические сопротивления для гидросмеси, имеющей $s_{V2} = 0,1$,

$$i_{г.с} = i_{ж} \rho_{г.с} / \rho_{ж} = (1150/1000) i_{ж} = 1,15 i_{ж},$$

а для гидросмеси, имеющей $s_{V2} = 0,2$,

$$i_{г.с} = (1300/1000) i_{ж} = 1,3 i_{ж}.$$

Можно видеть, что в данном случае удельные гидравлические сопротивления, вычисленные по приближенной формуле, совпадают с сопротивлениями, вычисленными по формуле (2.6). Поэтому в большинстве практических случаев расчет $i_{г.с}$ можно проводить с использованием более простых приближенных зависимостей. Для упрощения расчетов, связанных с движением гидросмесей, в табл. П.8 приведены формулы для вычисления массовой и объемной концентраций гидросмесей и соотношения между ними, полученные путем преобразования формул (2.2) — (2.5).

Соотношения между массовой и объемной концентрациями

Определяемая величина	s_{m1}	s_{m2}	s_{V1}	s_{V2}
$s_{m1} = m_T/m_K$	$\frac{\rho_T}{\rho_K} \frac{\rho_{T.c} - \rho_K}{\rho_T - \rho_{T.c}}$	$s_{m2} \frac{\rho_{T.c}}{\rho_K} \frac{\rho_T - \rho_K}{\rho_T - \rho_{T.c}}$	$s_{V1} \frac{\rho_T}{\rho_K}$	$s_{V2} \frac{\rho_T}{\rho_K} \frac{\rho_T - \rho_K}{\rho_T - \rho_{T.c}}$
$s_{m2} = m_T/(m_T + m_K)$	$s_{m1} \frac{\rho_K}{\rho_{T.c}} \frac{\rho_T - \rho_{T.c}}{\rho_T - \rho_K}$	$\frac{\rho_T}{\rho_{T.c}} \frac{\rho_{T.c} - \rho_K}{\rho_{T.c} \rho_T - \rho_K}$	$s_{V1} \frac{\rho_T}{\rho_{T.c}} \frac{\rho_T - \rho_{T.c}}{\rho_T - \rho_K}$	$s_{V2} \frac{\rho_T}{\rho_{T.c}}$
$s_{V1} = V_T/V_K$	$s_{m1} \frac{\rho_K}{\rho_T}$	$s_{m2} \frac{\rho_{T.c}}{\rho_T} \frac{\rho_T - \rho_K}{\rho_T - \rho_{T.c}}$	$\frac{\rho_{T.c} - \rho_K}{\rho_T - \rho_{T.c}}$	$s_{V2} \frac{\rho_T - \rho_K}{\rho_T - \rho_{T.c}}$
$s_{V2} = V_T/(V_T + V_K)$	$s_{m1} \frac{\rho_K}{\rho_T} \frac{\rho_T - \rho_{T.c}}{\rho_T - \rho_K}$	$s_{m2} \frac{\rho_{T.c}}{\rho_T}$	$s_{V1} \frac{\rho_T - \rho_{T.c}}{\rho_T - \rho_K}$	$\frac{\rho_{T.c} - \rho_K}{\rho_T - \rho_K}$

Пример 8. Определить допустимую геометрическую высоту всасывания центробежного насоса, перекачивающего гидросмесь ($\rho_T = 2500 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$) со средней крупностью частиц $d_{ср} = 2 \text{ мм}$ при их объемной концентрации $s_{1,2} = 0,1$.

Всасывающий стальной трубопровод насоса общей длиной $l = 15 \text{ м}$ и диаметром $d_{тр} = 0,2 \text{ м}$ расположен вертикально и погружен под уровень жидкости в приемном резервуаре на 10 м ($H_{пог} = 10 \text{ м}$).

Температура гидросмеси 10°C . Необходимый кавитационный запас (надкавитационный напор) центробежного насоса принять равным $\Delta h = 2 \text{ м вод. ст.}$ Сумму коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$ при движении жидкости по всасывающему трубопроводу принять равной 3.

Решение. Определяем критическую скорость $v_{кр}$ движения жидкости в вертикальном всасывающем трубопроводе по формуле (2.14). Входящую в нее гидравлическую крупность частиц θ' находим по табл. 2.1. Для плотности твердой фазы $\rho_T = 2650 \text{ кг/м}^3$ и $d_{ср} = 2 \text{ мм}$ имеем $\theta = 19 \text{ см/с}$. С учетом того, что плотность твердых частиц в нашем случае $\rho_T = 2500 \text{ кг/см}^3$, получим

$$\theta' = \theta (\rho_T - \rho_{ж}) / 1650 = 19 (2500 - 1000) / 1650 = 17,27 \text{ см/с.}$$

Таким образом, примем $\theta' = 0,17 \text{ см/с}$. Величина

$$a = (\rho_T - \rho_{ж}) / \rho_{ж} = (2500 - 1000) / 1000 = 1,5.$$

Подставляя полученные величины в формулу (2.14), имеем

$$v_{кр} = \theta' + 3 \sqrt{a s_{v2} g d_{тр}} = 0,17 + 3 \sqrt{1,5 \cdot 0,1 \cdot 9,8 \cdot 0,2} = 1,8 \text{ м/с.}$$

Для грубодисперсных гидросмесей (см. п. 2.1) примем скорость движения смеси во всасывающем трубопроводе $v = 1,15 v_{кр} = 1,15 \cdot 1,8 \approx 2,1 \text{ м/с}$.

Удельное гидравлическое сопротивление при движении гидросмесей в вертикальных трубах можно вычислять по формуле (см. п. 2.1)

$$i_{г.с} = i_{ж} \rho_{г.с} / \rho_{ж}.$$

Так как в данном случае $\rho_{г.с} = 1150 \text{ кг/м}^3$ (см. пример 7), то $i_{г.с} = i_{ж} 1150 / 1000 = 1,15 i_{ж}$. Удельные гидравлические сопротивления для воды $i_{ж}$ определим по таблицам¹. При скорости $v = 2,1 \text{ м/с}$ и $d_{тр} = 0,2 \text{ м}$ $i_{ж} = 0,0361$. Тогда $i_{г.с} = 1,15 \cdot 0,0361 = 0,0415$. Потери напора в трубопроводе длиной $l = 15 \text{ м}$ составят

$$\sum h = i_{г.с} l = 0,0415 \cdot 15 = 0,62 \text{ м вод. ст.}$$

Допустимую геометрическую высоту всасывания центробежного насоса определим по известной формуле, аналогичной формуле (2.16):

$$H_{вс}^{доп} = H_{атм} - \Delta h - \sum h_l - \sum h_m - v^2 / (2g) - H_{пог} \left(\frac{\rho_{г.с}}{\rho_{ж}} - 1 \right),$$

где потери напора во всасывающем трубопроводе за счет местных сопротивлений $\sum h_m = \sum \xi v^2 / (2g) = 3 \cdot 1,8^2 / (2 \cdot 9,8) = 0,5 \text{ м}$; скоростной напор $v^2 / (2g) = 1,8^2 / (2 \cdot 9,8) = 0,17 \text{ м}$; $H_{пог} (\rho_{г.с} / \rho_{ж} - 1) = 10 (1150 / 1000 - 1) = 1,5 \text{ м}$; давлением насыщенных водяных паров при температуре 10°C можно пренебречь по сравнению с другими членами.

¹ Шевелев Ф. А., Шевелев А. Ф. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб. М.: Стройиздат, 1984. 116 с.

Таким образом, допустимая геометрическая высота всасывания центробежного насоса при атмосферном давлении $H_{\text{атм}} = 10$ м вод. ст.

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = 10 - 2 - 0,62 - 0,5 - 0,17 - 1,5 = 5,21 \text{ м.}$$

Так как по условиям примера насос установлен выше уровня жидкости на 5 м, то величина $H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = 5,21$ м является достаточной для обеспечения устойчивой работы насоса на гидросмеси.

Рассмотрим, как изменится допустимая геометрическая высота всасывания центробежного насоса при перекачке гидросмеси с большей объемной концентрацией ($s_{v2} = 0,2$). В последнем случае критическая скорость во всасывающем трубопроводе

$$v_{\text{кр}} = 0,17 + 3 \sqrt{1,5 \cdot 0,2 \cdot 9,8 \cdot 0,2} = 2,47 \text{ м/с.}$$

Принимая скорость течения гидросмеси в трубопроводе $v = 1,15 v_{\text{кр}}$, получим $v = 1,15 \cdot 2,47 = 2,84$ м/с.

Удельное гидравлическое сопротивление для такого случая будет $i_{\text{г.с}} = i_{\text{жр.с}} \cdot c/\rho_{\text{ж}} = i_{\text{ж}} \cdot 1300/1000 = 1,3 i_{\text{ж}}$. Так как $i_{\text{ж}}$ при $v = 2,84$ м/с равно 0,0655, то $i_{\text{г.с}} = 0,0655 \cdot 1,3 = 0,0851$.

Потери напора по длине трубопровода $\Sigma h_l = 0,0851 \cdot 15 = 1,27$ м. Скоростной напор $v^2/(2g) = 2,84^2/(2 \cdot 9,8) = 0,41$ м. Потери напора на местные сопротивления $\Sigma h_m = \Sigma \zeta v^2/(2g) = 3 \cdot 0,41 = 1,23$ м. Член $H_{\text{пол}} (\rho_{\text{г.с}}/\rho_{\text{ж}} - 1) = 10 (1,3 - 1) = 3$ м. Таким образом, допустимая геометрическая высота всасывания для течения гидросмеси с объемной концентрацией $s_{v2} = 0,2$

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = 10 - 2 - 1,27 - 1,23 - 0,41 - 3 = 2,09 \text{ м.}$$

Отсюда можно заключить, что насос, установленный на высоте 5 м над поверхностью жидкости в приемном резервуаре, не сможет перекачивать гидросмесь с концентрацией $s_{v2} = 0,2$ м.

На ограничение предельной концентрации гидросмесей по условиям всасывания указано в п. 2.1.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАЗМЕРЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ, ВЫПУСКАЕМЫХ ПРОМЫШЛЕННОСТЬЮ

Насосы центробежные двустороннего входа, с горизонтальным валом, одноступенчатые, типа Д (ГОСТ 10272—77*) предназначены для перекачивания при температуре до 85 °С воды и других жидкостей, аналогичных воде по вязкости и химической активности, а также химически активных жидкостей (водородный показатель рН от 4 до 12), нефти, продуктов ее переработки с кинематической вязкостью до 10^{-4} м²/с и жидкостей с содержанием механических примесей не более 1 % (размер твердых частиц не более 0,2 мм).

Для насосов, предназначенных для перекачивания нефти и нефтепродуктов, материал проточной части обозначается буквой Б, химически активных жидкостей — К, а воды с содержанием механических примесей до 1 % — В (для других типов проточной части допускается содержание механических примесей в перекачиваемой жидкости до 0,05 %).

Насосы обозначают следующим образом. Например, марка Д200-95 означает: Д — насос двустороннего входа; 200 — подача насоса в м³/ч; 95 — напор в м вод. ст. Такой же насос, но с обточенным рабочим колесом (буква «а») имеет марку Д200-95а, с проточной частью из хромоникелевой стали для перекачивания химически активных жидкостей (буква «К») — марку Д200-95аК.

Основные параметры и габаритные размеры насосов типа Д приведены в табл. П.9.

Насосы центробежные вертикальные с рабочим колесом одностороннего входа, типа В (ГОСТ 19740—74*) предназначены для перекачивания воды и других жидкостей, аналогичных воде по вязкости и химической активности, с температурой до 45 °С, с содержанием механических примесей не более 0,03 %, с размером частиц не более 0,1 мм.

Марка 2000В-25/100, например, означает: 2000 — диаметр напорного патрубка насоса в мм; В — вертикальный насос; 25 — подача насоса в м³/с; 100 — напор насоса в м вод. ст.

Основные параметры и габаритные размеры насосов типа В приведены в табл. П.10.

Насосы центробежные многоступенчатые секционные с горизонтальным валом и рабочими колесами с односторонним подводом жидкости, типов ЦНС и ЦНСГ (ГОСТ 10407—83) предназначены для перекачивания воды, имею-

Основные параметры и габаритные размеры насосов центробежных двустороннего входа (ГОСТ 10272-77 *)

Таблица П.9

Марка насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, м (предельные отклонения ±5 %)	Частота вращения, об/мин	Мощ- ность насоса, кВт	КПД, %	Допускаемый кавитационный запас, м		Габаритные размеры, мм			Масса, кг
						для но- миналь- ного режима	для пе- ретру- зочного режима	Дли- на	Ши- рина	Вы- сота	
Д200-95 (4НДв)	200	95	2950	85	70	6,5	9,5	830	730	520	210
	100	23	1450	10		3,5	3,5				
Д320-70 (6НДс)	320	70	2950	90	78	6,0	10,0			570	255
	250	130									
	400										
	630	120									
Д200-36 (5НДв)	200	36	1450	35	72	5,5	6,0	830	800	620	270
	320	50		76	76	4,5	8,0	1287	970	700	370
	500	65		135		4,5	8,0			820	620
	630	90		265	75	6,5	13,0	1160	1260	870	730
Д630-90 (8НДв)	500	36	960	194		5,0	7,5				
	800	57		177	82	4,0	7,0		1160	900	880
Д1250-65 (12НДс)	1 250	65	1450	314	86	6,0	9,0	1210	1390	1010	1160
	800	28	960	195		4,5	7,0				
Д1250-125 (14Д-6)	1 250	125	1450	620	76	5,0	11,5		1240	111	1740
	1 600	90		500	87	7,0	13,0	1440	1650	1080	150
Д1600-90 (14НДс)	1 000	40	960	148		4,0	9,5				

Д2000-21 (16НДн)	2 000	21	980	150	86	5,0	8,0	1620	1350	1280	1630
	1 250	14	730	100		3,0	5,0				
Д2000-100 (20Д-6)	2 000	100		760	75	6,5	7,0	2050	1550	1420	2480
	2 500	62	980	500	87	7,5	11,0	2130	2080	1440	2870
Д2500-62 (18НДс)	2 000	34	730	250		3,3	8,5				
	3 200	33	980	400	88	7,0	9,0	2260	1760	1500	2940
	2 500	17	730	200		5,0	7,5				
Д3200-75 (20НДс)	3 200	75	980	800	87	7,5	12,0	2320	2300	1600	4150
	2 500	45	730	350		5,5	10,0				
Д4000-95 (22НДс)	2 000	95	980	1350	88	7,0	12,0	2450	2260	1760	4960
	3 200	55	730	600		5,5	9,0				
Д5000-32 (24НДн)	5 000	32		500	88	8,0	12,0	2360	2150	1900	5000
	3 200	20	585	220		4,0	6,0				
Д6300-80 (24НДс)	6 300	80	730	1750	88	7,5	14,0	2780	2700	2120	8700
	5 000	50	585	900		5,5	12,0				
Д12500-24 (48Д-22)	12 500	24	485	970		7,0	8,0	3300	3100	3190	1580

Примечания: 1. В скобках (для справок) указаны обозначения насосов, действовавших до введения стандарта. 2. Значения основных параметров указаны при работе насоса на воде с температурой 20 °С. 3. Мощность указана по правой точке верхней границы поля $Q - H$ насоса при плотности жидкой среды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. 4. Допускаемый кавитационный запас указан для номинального и перегрузочного режимов по правой границе поля $Q - H$ насоса. 5. Значения параметров, габаритных размеров и массы, не указанные в таблице, будут установлены после освоения насосов промышленностью. 6. Масса указана для насосов, изготовленных из чугуна марки СЧ 18.

Таблица П.10
Основные параметры и габаритные размеры насосов центробежных вертикальных (ГОСТ 19740—74*)

Марка насоса	КПД, %	Допускае- мый кави- тационный запас, м	Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт	Габаритные размеры насоса, мм		
					Длина	Ширина	Высота
600В-1,6/100 (28В-12)	88	14	750	1 900	2800	2500	6 400
800В-2,5/100 (32В-12)			600	2 950	2990	3000	6 500
1000В-4,0/100			500	4 500			
1200В-6,3/100 (52В-11)			375	7 500	4300	4200	7000
1600В-10/100			300	11 700			
2000В-16/100			250	19 000			
2400В-25/100			214	30 000			
600В-1,6/63			750	1 250			
800В-2,5/63			600	1 950			
1000В-4/63 (40В-16)			500	2 900	3000	3000	6 950
1200В-6,3/63 (52В-17)	89	11,5	375	5 000	3700	3350	6 650
1600В-10/63			300	7 900			
2000В-16/63 (B17-16/55)			250	12 400	5900	5250	11 400
2400В-25/63			214	21 800			
600В-1,6/40			750	750			
600В-2,5/40 (36В-22)	87	12,5	600	1 150	2900	2350	7 450
1000В-4,0/40 (44В-22)			500	1 850	3300	3000	5 500
1200В-6,3/40 (58В-22)			375	2 900	4200	4000	7 000
1600В-10/40 (72В-22)			300	4 600	5000	4700	7 000
2000В-16/40	88	13,5	250	7 500			
2400В-25/40			214	11 800			

Примечания: 1. В скобках (для справок) указаны типоразмеры насосов, действовавшие до введения стандарта. 2. Параметры, указанные в таблице, обеспечиваются базовым рабочим колесом. 3. Значения габаритных размеров и массы, не указанные в таблице, будут определены после освоения промышленности соответствующих типоразмеров насосов.

**Основные параметры и габаритные размеры насосов
центробежных многоступенчатых секционных
(ГОСТ 10407—83)**

Тип насоса	Типоразмер	Допускаемый кавитационный запас, м	Мощность, кВт	КПД, %	Частота вращения (синхронная), об/мин	Габаритные размеры (не более), мм			Масса (не более), кг												
						Длина	Ширина	Высота													
ЦНС	13-70 13-105 13-140 13-175	2,5	5,3 7,95 10,6 13,25	48	3000	925 995 1070 1170	420	430	210 235 260 285												
	13-210 13-245 13-280 13-315 13-350		15,6 18,2 20,8 23,4 26,0	49		1240 1310 1380 1455 1525			310 335 360 385 410												
	ЦНС; ЦНСГ		38-44 38-65 38-88 38-110	3,6		7,0 10,5 14,0 17,5			67	839 910 981 1052	420	430	210 235 260 285								
			38-132 38-154 38-176 38-198 38-220			10,4 23,8 27,2 30,6 34,0			69	1123 1194 1265 1336 1407			310 335 360 385 410								
			ЦНС			60-50 60-75 60-100 60-125 60-150 60-175 60-200 60-225 60-250			3,0	13,0 19,5 26,0 32,5 39,0 45,5 52,0 58,5 65,0			67	1500	640	620	480 540 600 660 720 780 840 900 960				
						ЦНС; ЦНСГ				60,66 60-99 60-132 60-165			4,5	16,0 24,0 32,0 40,0			69	870 950 1030 1110	500	500	230 260 290 320
										60-198 60-231 60-264 60-297 60-330				46,2 53,9 61,6 69,3 77,0			71	1190 1270 1350 1430 1510			350 380 410 440 470

Тип насоса	Типоразмер	Допускаемый кавитационный запас, м	Мощность, кВт	КПД, %	Частота вращения (синхронная), об/мин	Габаритные размеры (не более), мм			Масса (не более), кг
						Длина	Ширина	Высота	
ЦНС	105-98 105-147 105-196 105-245	5,5	40,0 60,0 80,0 100,0	73	3000	1220 1315 1410 1535	600	620	510 570 630 690
	105-294 105-343 105-392 105-441 105-490		117,0 136,5 151,0 175,5 195,0	74		1630 1725 1820 1915 2010			750 810 870 930 930
	180-85 180-128 180-170 180-212	4,0	59,0 88,5 118,0 147,5	73	1500	1125 1230 1335 1440	690	715	735 850 965 1080
	180-255 180-297 180-340 180-383 180-425		174 203 232 261 290	74		1545 1650 1755 1860 1965			1215 1340 1465 1590 1715
	180-500 180-600 180-700 180-800 180-900	7,0	350 420 490 560 630	72	3000	1510 1613 1720 1825 1930	640	710	1250 1350 1450 1550 1650
	180-950 180-1185 180-1422 180-1900		710 800 960 1280			2275 2370 2560 2940	1200 1200 1520 1520	1230 1230 1300 1300	3650 4150 4250 5000
	300-120 300-180 300-240 300-300 300-360 300-420 300-480 300-540 300-600	4,5	132 198 264 330 396 462 528 594 660	76	1500	1365 1485 1605 1725 1845 1965 2085 2205 2325	865	835	1225 1390 1550 1775 1940 2115 2340 2500 2675
	300-650 300-780 300-910 300-1040		700 840 980 1120			2295 2420 2545 2670			2000 2160 2320 2480

Тип насоса	Типоразмер	Допускаемый кавитационный запас, м	Мощность, кВт	КПД, %	Частота вращения (синхронная), об/мин	Габаритные размеры (не более), мм			Масса (не более), кг
						Длина	Ширина	Высота	
ЦНС	500-160	5,0	290	76	1500	1960	1070	1050	2550
	500-240		435			2105			2870
	500-320		580			2250			3190
	500-400		725			2395			3510
	500-480		870			2540			3980
	500-560	77	1015	77	1500	2685	1070	1050	4315
	500-640		1160			2830			4650
	500-720		1305			2975			4985
	500-800		1450			3120			5320
	500-1040	16,0	1795	79 80	3000	2500	1300 1350	1500 1480	6500 7000
	500-1900		3235			1850			

щей водородный показатель рН от 7,0 до 8,5, и других жидкостей, аналогичных воде по вязкости и химической активности, с содержанием механических примесей не более 0,1 % при размере твердых частиц не более 0,1 мм.

Насосы типа ЦНС применяют для работы при температуре воды до 45 °С, типа ЦНСГ — до 105 °С. Выпускают также насосы типа ЦНСМ, предназначенные для перекачки турбинного масла марки Л22 с температурой до 60 °С.

Марка насоса ЦНС 38-66, например, означает: ЦНС — центробежный насос секционный; 38 — подача насоса в м³/ч; 66 — напор насоса в м вод. ст. Насос для работы на горячей воде обозначается маркой ЦНСГ 38-66.

Основные параметры и габаритные размеры насосов типов ЦНС и ЦНСГ приведены в табл. П.11.

Судовые центробежные насосы несамовсасывающие (горизонтальные типа НЦГ и вертикальные типа НЦВ), самовсасывающие (горизонтальные типа НЦГС и вертикальные типа НЦВС) и вертикальные погружные типа НЦВП (ГОСТ 7958—78*) с приводом от электродвигателя предназначены для работы в охлаждающих, осушительных, водоотливных, балластных и других системах судов, а также в системах хозяйственно-бытового и промышленного водоснабжения и водоотведения.

Насосы типов НЦГ и НЦВ предназначены для перекачивания морской воды с температурой до 35 °С, а пресной — до 70 °С. Насосы НЦВС и НЦВП служат для перекачивания морской и пресной воды с температурой до 35 °С.

Марки насосов расшифровываются следующим образом. Например, марка НЦВ-250/30 означает: НЦВ — насос центробежный вертикальный несамовсасывающий (НЦВС — самовсасывающий); 250 — подача насоса в м³/ч; 30 — напор насоса в м вод. ст.

Основные параметры центробежных насосов для судовых систем приведены в табл. П.12.

Электронасосные центробежные скважинные агрегаты для воды типа ЭЦВ (ГОСТ 10428—79*Е) предназначены для подъема воды с минерализацией не более 1500 мг/л при температуре до 25 °С и содержании механических примесей не более 0,01 %.

Марка, например, 1ЭЦВ8-25-100 означает: 1 — тип конструктивного исполнения рабочих колес и направляющего аппарата насоса; ЭЦВ — электрический центробежный водоподъемный; 8 — внутренний диаметр водяной скважины (в мм), в которую устанавливается насос, уменьшенный в 25 раз; 25 — подача насоса в м³/ч; 100 — напор насоса в м вод. ст. Для насосов, работающих на химически активной воде, после цифр добавляют букву Х, на воде с повышенным содержанием механических примесей — Г, а с повышенной температурой — Тр.

Характеристики насосов ЭЦВ приведены в табл. П.13.

Осевые погружные моноблочные электронасосы для воды типов ОПВ и ОМПВ (ГОСТ 10428—79*Е) предназначены для перекачивания воды с температурой до 35 °С (тип ОПВ) и до 25 °С (тип ОМПВ) при общей минерализации до 5 г/л и содержании механических примесей до 6 г/л.

Насосы типа ОПВ имеют встроенный электродвигатель «сухого» исполнения (неводозаполненный), а типа ОМПВ — встроенный герметизированный «мокрый» (водозаполненный) двигатель.

Насосы типов ОПВ и ОМПВ могут устанавливаться вертикально, горизонтально или с наклоном к горизонту под углом от 0 до 90°.

Марка, например, ОПВ2500-4,2 означает: ОПВ — осевой погружной водоподъемный (ОМПВ — осевой с «мокрым» электродвигателем погружной водоподъемный); 2500 — подача в м³/ч; 4,2 — напор насоса в м вод. ст.

Основные характеристики осевых моноблочных насосов типов ОПВ и ОМПВ приведены в табл. П.14.

Многоступенчатые секционные центробежные питательные насосы с электроприводом типа ПЭ (ГОСТ 22337—77*) предназначены для подачи воды в стационарные паровые котлы. Перекачиваемая вода должна иметь температуру не более 165 °С и не должна содержать механических примесей, водородный показатель рН от 7,0 до 9,2.

Марка, например, ПЭ150-63 означает: ПЭ — питательный электронасос; 150 — подача насоса в м³/ч; 63 — давление, создаваемое насосом, в МПа.

Основные параметры и габаритные размеры насосов типа ПЭ приведены в табл. П.15

Марка насоса	Частота вращения (синхронная). об/мин	Допускае- мый кавита- ционный запас, м	КПД для насосов типов, %	
			НЦГ; НЦГП	НЦВС; НЦГС
НЦГ-1/10	1500	4	15	—
НЦГ-2/20; НЦГС-2/20			35	10
НЦГ-4/40; НЦГС-4/40			32	20
НЦГ-10/40; НЦГС-10/40			47	35
НЦГ-10/65; НЦГС-10/65			33	28
НЦГ-25/40; НЦГС-25/40			55	45
НЦВ-25/20; НЦВС-25/20				42
НЦВ-25/30; НЦВС-25/30				46
НЦВ-25/65; НЦВС-25/65		5	57	50
НЦВ-25/80			50	—
НЦВ-40/20; НЦВС-40/20		4	70	74
НЦВ-40/30; НЦВС-40/30			68	52
НЦВ-40/65; НЦВС-40/65		5	63	55
НЦВ-40/80			60	—
НЦВ-63/20; НЦВС-63/20		4	68	52
НЦВ-63/30; НЦВС-63/30			72	59
НЦВ-63/45; НЦВС-63/45			69	60
НЦВ-63/80	3000	5	63	—
НЦВ-63/100			64	
НЦВ-100/20; НЦВС-100/20		4	76	63
НЦВ-100/30; НЦВС-100/30			75	66
НЦВ-100/45; НЦВС-100/45			74	68
НЦВ-100/80; НЦВ-100/100		5	65	—
НЦВ-160/10		4	70	—
НЦВ-160/20; НЦВС-160/20			76	64
НЦВ-160/30; НЦВС-160/30			74	65
НЦВ-160/80; НЦВ-160/100	1500	7	67	—
НЦВ-250/20; НЦВС-250/20	3000	4	80	68
НЦВ-250/30; НЦВС-250/30				71
НЦВ-250/100	1500	7	67	—
НЦВ-315/10		5	78	—
НЦВ-400/20; НЦВС-400/20		4	82	71
НЦВ-400/30; НЦВС-400/30				74
НЦВ-630/15		5	80	—
НЦВ-630/30; НЦВС-630/30			83	78
НЦВ-1000/25; НЦВС-1000/25			—	—
НЦВ-1600/25; НЦВС-1600/25			—	—
НЦВП-160/10			70	—
НЦВП-315/10			72	—
НЦВП-630/17		7	80	—

Примечания: 1. Основные параметры насосов указаны для пресной воды. 2. Кавитационный запас указан для насосов типов НЦВ, НЦВС и НЦВП — по отношению к плоскости оси рабочего класса, для насосов типов НЦГ и НЦГС — по отношению к плоскости оси вала.

**Характеристики электронасосных центробежных скважинных агрегатов
для воды (ГОСТ 10428—79* Е)**

Диаметр скважины, мм	Марка насоса	Подпор, м	Число ступеней, шт.	КПД, %	Длина, мм	Масса агрегата, кг	Мощность двигателя, кВт
122	ЭЦВ5-4-125	1	22	46	1062	64	2,8
	ЭЦВ5-6,3-80		14	60	815	60	2,8
	1ЭЦВ6-4-130		13	58	964	80	2,8
	1ЭЦВ6-4-190		18	57	1251	100	4,5
	3ЭЦВ6-6,3-60		6	64	700	70	2,0
	4ЭЦВ6-6,3-85		8	68	850	70	2,8
	3ЭЦВ6-6,3-85		9	64	744	78	2,8
	4ЭЦВ6-6,3-125		12	66	920	82	4,5
	3ЭЦВ6-6,3-125		13	60	1170	86	4,5
150	1ЭЦВ6-10-50		6	66	656	69	2,8
	3ЭЦВ6-10-80		9	66	820	82	4,5
	1ЭЦВ6-10-110		12	66	920	90	5,5
	1ЭЦВ6-10-140		15	69	1060	118	8
	1ЭЦВ6-10-185		21	69	1384	125	8
	ЭЦВ6-10-235		27	69	1714	145	11
	3ЭЦВ6-16-50		6	69	750	77,5	4,5
	3ЭЦВ6-16-75		9	70	920	86	4,5
	1ЭЦВ6-16-75Г		9	70	860	93,2	6
	ЭЦВ6-16-110Г		13	64	970	201	6
	ЭЦВ6-16-160ХТрГ		17	62	1442	170	16
	ЭЦВ6-25-140ХГ		23	62	1825	193	16
	ЭЦВ6-25-140ХТрГ		23	68	1825	193	16
200	ЭЦВ8-16-140		10	70	898	148	11
	ЭЦВ8-25-100		7	73	935	150	11
	1ЭЦВ8-25-100		7	71	935	143	11
	2ЭЦВ8-25-100		7	71	899	150	11
	2ЭЦВ8-25-150		10	73	1121	183	16
	1ЭЦВ8-25-150ХТрГ		10	70	1208	345	22
	ЭЦВ8-25-300А		19	70	2570	355	32
	1ЭЦВ8-40-60		5	71	545	175	11
	ЭЦВ8-40-60		5	71	760	145	11
	1ЭЦВ8-40-90		7	67	875	240	16
	1ЭЦВ8-40-180		15	70	1720	302	32
250	2ЭЦВ10-63-65		3	72	643	207	22
	2ЭЦВ10-63-110		5	72	911	265	32
	2ЭЦВ10-63-150		7	72	1051	310	45
	1ЭЦВ10-63-180		9	72	1270	363	45
	1ЭЦВ10-63-270		13	72	1550	528	65
	1ЭЦВ10-120-60		3	72	820	345	32
	ЭЦВ10-120-60		3	72	690	315	32
	ЭЦВ10-160-15Г		1	60	518	148	11
	ЭЦВ10-160-35Г		2	77	640	264	22

Диаметр скважины, мм	Марка насоса	Подпор, м	Число ступеней, шт.	КПД, %	Длина, мм	Масса агрегата, кг	Мощность двигателя, кВт
301; 353; 402	ЭЦВ12-160-65	1	2	73	950	400	45
	1ЭЦВ12-160-65		2	73	881	390	15
	1ЭЦВ12-160-100		3	73	1057	455	65
	1ЭЦВ12-210-25	2	1	75	426	237	22
	2ЭЦВ12-255-30Г		1	74	420	260	32
	2ЭЦВ12-375-30Г	6	1	74	510	275	45
	ЭЦВ12-375-30ХТр	6	1	75	839	318	45
	ЭЦВ14-210-300Х	2	6	79	2494	1782	250
	ЭЦВ16-375-175Х	6	3	73	2440	1655	250
	4ЭЦВ16-2000-1400	—	30	68	4929	3104	500
426	4ЭЦВ16-3000-1400		16	67	5058	4256	

Примечание. Значения подпоров, не указанные в таблице, будут определены после освоения соответствующих насосов промышленностью.

Таблица П.14

**Характеристики осевых моноблочных электронасосов для воды
(ГОСТ 10428—79*)**

Марка насоса	Подпор *, м	КПД, %	Длина, мм	Диаметр, мм	Масса агрегата, кг	Мощность двигателя, кВт
ОПВ2500-4,2	1	75	2315	1050	1 320	45
ОПВ19000-15		86	7200	2760	16 000	1000
ОПВ20000-12		84	7200	2760	16 000	1000
ОМПВ250-10,5		50	1420	360	310	11
ОМПВ300-7		56	1410	360	310	11
ОМПВ400-5,5		52	1420	410	310	11

* Заглубление верхней точки диаметра входного патрубка.

Питательные центробежные насосы (ГОСТ 24464—80*) типов ПЭА и ПТА предназначены для подачи питательной воды в энергоблоки атомных электрических станций (АЭС). Насосы типа ПЭА имеют привод от электродвигателя, типа ПТА — от паровой турбины. Перекачиваемая вода должна иметь температуру не более 165 °С (водородный показатель рН от 6,8 до 9,2), не должна содержать механических примесей размером более 0,1 мм, кон-

Основные параметры и габаритные размеры насосов центробежных питательных (ГОСТ 22337-77*)

Марка насоса	Напор, м (предельное отклонение $\pm 3\%$)	Давление на входе в насос (не более), МПа	Допускае- мый кавита- ционный запас, м	КПД, %	Мощ- ность, кВт	Масса, кг	Габаритные размеры (не более), мм		
							Ширина	Длина	Высота
ПЭ65-40 (ПЭ65-42)	440	0,7	4	65	108	1 090	840	1755	910
ПЭ63-53 (ПЭ65-56)	580	0,7	4	65	143	1 150	845	1900	930
ПЭ100-53 (ПЭ100-56)	580	0,7	4	68	210	1 390	1200	1975	1100
ПЭ150-53 (ПЭ150-56)	700	0,7	5	70	305	2 090	1020	2110	1240
ПЭ150-63 (ПЭ150-67)	1580	0,7	5	70	370	2 170	1120	2225	1010
ПЭ150-145	450	0,7	8	71	825	3 760	1120	2585	1205
ПЭ250-40 (ПЭ250-45)	500	0,7	9	75	370	2 180	1140	1746	1180
ПЭ250-45 (ПЭ250-50)	1975	0,7	9	75	410	2 180	1140	1745	1180
ПЭ250-180	1650	0,8	11	75	1625	6 820	1650	3355	1430
ПЭ270-150	2030	0,8	11	76	1445	6 000	1650	2905	1430
ПЭ380-185	2190	1,0	12	77	2475	10 920	1550	3300	1735
ПЭ380-200	1975	1,0	12	77	2670	11 000	1550	3300	1735
ПЭ500-180	2030	1,0	15	78	3125	10 860	1550	3300	1735
ПЭ580-185	2150	1,0	9	81	3590	10 760	1900	3300	1735
ПЭ580-195	3290	1,0	9	81	3800	10 760	1550	3300	1735
ПЭ600-300	2030	2,4	15	77	4400	12 690	1970	3875	2010
ПЭ720-185	2080	1,0	15	82	4400	10 940	1550	3300	1735
ПЭ780-185	2330	1,0	15	80	4890	16 380	1700	3760	1890
ПЭ780-210	2030	1,0	15	80	5615	16 600	1700	3760	1890
ПЭ900-185	2030	1,0	15	82	5500	16 490	1700	3760	1890

П р и м е ч а н и я: 1. Параметры насосов с давлением 17,6 МПа и выше указаны без учета отбора воды от промежуточной ступени.
 2. Насос ПЭ250-40 (ПЭ250-45) предназначен для питания водой котлов-утилизаторов в технологической линии производства аммиака.
 3. В скобках указаны обозначения насосов, действовавшие до введения стандарта.

Основные параметры и габаритные размеры насосов нитательных энергетических блоков АЭС (ГОСТ 24464—80*)

Марка насоса	Напор, м (предельное отклонение ±3 %)	Допу- стимый кавити- ционный запас, м	Давление на входе в насос (не более), МПа	Мощ- ность, кВт	КПД, %	Частота враще- ния (синхр.), об/мин	Температура питательной воды на входе в насос, °С	Габаритные размеры, мм			Масса, кг		
								Ши- рина	Дли- на	Вы- сота			
Основные питательные насосы													
ПЭА630-85	965	—	1,47	1825	80	3000	190	—	—	—	—		
ПЭА850-65 (ПЭ850-65)	714	9,0	0,88	1870			165	1680	2470	1410	6 000		
ПЭА1650-75 (СПЭ1650-75)	830	15,0		4100			170	1760	2780	1980	11 100		
ПЭА1650-80	910	—	1,47	4385	82	—	190	1850	3000	2000	13 750		
ПТА2000-100	1135		—	6645			—	—	—	—			
ПЭА3750-75 (ПТ3750-75)	810	135,0	2,65	9130	63	3500	165	2020	3460	2000	22 000		
ПЭА65-50 (СПЭ65-56)	580	6,0	2,35	148		3000	165	980	1860	1010	1 600		
ПЭА150-85 (ПЭ150-85)	910	7,5	0,98	490				1120	2110	1510	3 500		
ПЭА250-75 (ПЭ250-75)	830	9,0	0,88	700	73			1140	1960	1280	3 100		
ПЭА250-80	880		1,47	725				1300	2320	1400	4 650		
Предвключенные питательные насосы													
ПЭА3800-20 (ПД3750-200)	215	17,0	0,98	2450	82	1800	165	1750	2380	1880	7 150		

Примечания: 1. В скобках указаны обозначения насосов, действовавшие до введения настоящего стандарта. 2. Неуказанные значения параметров, габаритных размеров и массы будут установлены после освоения насосов промышленностью.

Основные параметры и габаритные размеры насосов конденсатных энергетических блоков АЭС (ГОСТ 24465—80)

Марка насоса	По- дача, м³/ч	Напор, м (предель- ное от- клонение ±5, —3 %)	Допу- скаемый каванта- ционный запас, м	Давле- ние на входе в насос (не бо- лее), МПа	Частота враще- ния, об/мин	Мощ- ность, кВт	КПД (не ме- нее), %	Температура перекачи- ваемого конденсата на входе в насос (не более), °C	Габаритные размеры (не более), мм			Масса (не более), кг	
									Ши- рина	Дли- на	Вы- сота		
КсБА200-220 (КсВ200-220-2)	200	220	2,00	1,0	1480	154	73	125	1220	1350	2050	3 500	
	320	210		0,25		229	—		—	—			
КсБА360-160 (КсВ360-160)	360	160	2,7	0,05		196	75		135	1220	1350	1900	3 000
	500	220	2,5	1,0		375				1420	1450	2100	4 500
КсБА630-125 (КсБА630-125)	630	125	2,9	0,27	266	155	90	2020	1750	3350	8 000		
	900	180	3,0	0,5	509							—	—
КсБА1000-220 (КсВ1000-220)	1000	220	3,5	0,25	742	79	70	1860	1900	3900	15 000		
	1500; 1850	120; 95	2,5; 2,8	0,2	599; 592			1750	2150	1400	4 000		
КсА1500-240 (ЦН1500-240)	1500; 1850	240; 170	22; 25	1,5; 0,25	1169; 1060	82; 79	70	70	1860	1900	3900	15 000	
	1500; 1850	240; 170	22; 25	1,5; 0,25	1169; 1060	82; 79							1750

П р и м е ч а н и я: 1. В скобках указаны обозначения насосов, действующие до введения стандарта. 2. Ширина насоса указана по габаритам входного и напорного патрубков. 3. Насосы, габаритные размеры которых не указаны, не освоены промышленностью.

Основные параметры насосов центробежных конденсатных
(ГОСТ 6000—79 *)

Марка насоса	Допускаемый кавитационный запас, м	Давление на входе в насос (не более), МПа	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Температура перекачиваемой жидкости на входе в насос, °С
Kc12-50	1,6	0,4	2900	3,4	45	125
Kc12-110	1,5	0,4	2900	7,9	43	125
Kc20-50	1,8	0,4	2900	4,8	53	125
Kc20-110	1,8	0,4	2900	11,7	48	125
Kc32-150	1,6	1,0	2900	19,8	60	160
Kc50-55	1,6	1,0	1450	10,8	65	125
Kc50-110	1,6	1,0	1450	22,3	63	125
Kc80-155	1,6	1,0	2940	47,1	65	160
Kc125-55	1,6	0,4	1450	26,6	66	125
Kc125-140	1,6	0,4	1450	72,2	62	125
KcB200-130	2,0	1,0	1470	91,1	73	125
KcB200-220	2,0	1,0	1480	154,0	73	125
KcB320-100	1,6	1,0	1480	107,0	75	135
KcB320-160	1,6	1,0	1480	171,0	76	135
KcB500-85	1,6	1,0	985	145,0	75	125
KcB500-150	2,5	1,0	1480	256,0	75	125
KcB500-220	2,5	1,0	1480	375,0	75	125
KcB1000-40	3,5	0,3	1480	128,0	80	125
KcB1000-95	2,5	0,6	985	333,0	76	70
KcB1000-180	3,5	0,3	1480	599,0	80	125
KcB1000-220	15,0	1,3	2970	732,0	80	70
(ЦН1000-220)						
KcB1300-90	3,5	0,25	1480	389,0	80	70
KcB1400-35	3,5	0,25	1480	167,0	78	70
KcB1600-90	2,8	0,6	985	505,0	76	70
KcB1600-140	3,5	0,25	1480	716,0	80	125
Kc1600-220	17,5	1,3	2975	1143,0	82	70
(ЦН1600-220)						
KcB2000-140	4,5	0,3	1480	895,0	80	125
KcB2000-180	4,5	0,3	1480	1151,0	80	125

Примечания: 1. В скобках указаны типоразмеры насосов, действовавшие до введения настоящего стандарта. 2. Допускаемый кавитационный запас для насосов горизонтального исполнения указан относительно оси насоса, для насосов вертикального исполнения — относительно оси входного патрубка.

центрация примесей не более 5 мг/л; радиоактивность воды должна быть не более $3,7 \cdot 10^6$ Бк/м³.

Марки питательных насосов для блоков АЭС расшифровываются следующим образом. Например, марка ПЭА630-85 означает: ПЭА — питательный насос с приводом от электродвигателя для энергетических блоков АЭС; 630 — подача насоса в м³/ч; 85 — давление, создаваемое насосом, в МПа, увеличенное в 10 раз (т. е. 8,5 МПа).

Основные параметры и габаритные размеры насосов типов ПЭА и ПТА приведены в табл. П.16.

Основные параметры и габаритные размеры насосов центробежных сетевых (ГОСТ 22465—77*)

Марка насоса	Допустимый кавитационный запас, м	Давление на входе (не более), МПа	Частота вращения (синхронная), об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Температура воды, °С	Масса (не более), кг	Габаритные размеры (не более), мм						
								Длина	Ширина	Высота				
СЭ160-50	5,5	0,4	3000	29	73	120		—						
СЭ160-70				37	79									
СЭ160-100				59	71									
СЭ250-50	7,0			41	80									
СЭ320-110	8,0			114										
СЭ500-70-11	10,0	1,1		103	82		1050	1325	1245	1075				
СЭ500-70-16		1,6		103			—	—	—	—				
СЭ500-140				210	81									
СЭ800-55-11	5,5	1,1	1500	132	81			1550	1650	1215	1475			
СЭ800-55-16		1,6		243				80	3160	2200	1380	1860		
СЭ800-100-11		1,1												
СЭ800-100-16	14,0	1,6	3000	378	82									
СЭ800-160														
СЭ125-45-11	1,1		166	260			2600					1615	1245	1245
СЭ1250-45-25	2,5													
СЭ1250-70-11	1,1													

CЭ1250-70-16	7,5	1,6	1500	370	180																																	
CЭ1250-100				518																																		
CЭ1250-140-11				234		83																																
CЭ1250-140-16				388		80																																
CЭ1600-50	8,5	2,5	3000	572		120	—	4580	2315	1525	2260																											
CЭ1600-80				810								84																										
CЭ2000-100	22,0	1,6	1500	422								86	3880	2140	2310	1730																						
CЭ2000-140				86																																		
CЭ2500-60-11	12,0	1,1	3000	1380													84	2430	1825	1785	1430																	
CЭ2500-60-25				84																																		
CЭ2500-180-16	28,0	1,6	1500	672																		86	5520	2260	1870	1840												
CЭ2500-180-10				898																																		
CЭ3200-70	15,0	1,0	3000	1035																							87	120	5120	2330	2185	1740						
CЭ3200-100				1530																																		
CЭ3200-160	32,0	0,6	1500	2370																													180	—	—	—	—	—
CЭ5000-70-6				1340																																		
CЭ5000-70-10	15,0	1,0	3000	2275		85	180	5120	2330	2185	1740																											
CЭ5000-100				1340																																		
CЭ5000-160	40,0	1,0	3000	2275	85							180	5120	2330	2185	1740																						
CЭ5000-160-16				25—40													1,6	3000	2275																			

Конденсатные центробежные насосы для АЭС с приводом от электродвигателя (ГОСТ 24465—80*) вертикального исполнения (тип КсВА) и горизонтального исполнения (тип КсА) предназначены для перекачивания конденсата. Конденсат отработавшего пара стационарных паровых турбин и греющего пара теплообменников должен иметь температуру не выше 90 °С, водородный показатель рН от 6,8 до 9,2, радиоактивность не более $3,7 \cdot 10^6$ Бк/м³. Конденсат не должен содержать твердых частиц размером более 0,1 мм (концентрация не более 5 мг/л).

Марка, например, КсА1500-240 означает: КсА — конденсатный насос для АЭС в горизонтальном исполнении; 1500 — подача насоса в м³/ч; 240 — напор насоса в м вод. ст. Соответственно КсВА — конденсатный насос вертикального исполнения.

Основные параметры и габаритные размеры насосов типов КсА и КсВА приведены в табл. П.17.

Конденсатные центробежные насосы для тепловых электрических станций (ТЭС) горизонтального исполнения (тип Кс) и вертикального исполнения (тип КсВ) с приводом от электродвигателя (ГОСТ 6000—79*) предназначены для перекачивания конденсата. Конденсат отработавшего пара стационарных паровых турбин и греющего пара теплообменников должен иметь температуру не более 90 °С (водородный показатель рН от 6,8 до 9,2), не должен содержать твердых частиц размером более 0,1 мм (концентрация не более 5 мг/л).

Марка, например, Кс125-55 означает: Кс — конденсатный центробежный насос горизонтального исполнения; 125 — подача насоса в м³/ч; 55 — напор насоса в м вод. ст. Соответственно КсВ — конденсатный насос вертикального исполнения.

Основные параметры центробежных конденсатных насосов для ТЭС приведены в табл. П.18.

Сетевые горизонтальные центробежные насосы с приводом от электродвигателя типа СЭ (ГОСТ 22465—77*) предназначены для подачи горячей воды с температурой 120—180 °С в сети теплофикационных систем.

Перекачиваемая вода не должна содержать механических примесей с размером частиц более 0,2 мм, концентрация примесей не должна превышать 5 мг/л.

Марка, например, СЭ800-55-11 означает: СЭ — сетевой электроприводной насос; 800 — подача насоса в м³/ч; 55 — напор насоса в м вод. ст.; 11 — максимальное допускаемое давление на входе в насос в МПа, увеличенное в 10 раз.

Основные параметры и габаритные размеры насосов типа СЭ приведены в табл. П.19.

1. Астаров Н. А. Опреснение и деаэрация воды на судах. Л.: Судостроение, 1966. 268 с.
2. Аэрогидромеханика: Учебник для вузов/А. М. Мхитарян, В. В. Ушаков, А. Г. Баскакова и др.; Под общ. ред. А. М. Мхитаряна. М.: Машиностроение, 1984. 352 с.
3. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины. М.: Машиностроение, 1981. 197 с.
4. Баженов М. И. Исследование работы двухфазных струйных аппаратов//Электр. станции. 1967. № 4. С. 39—41.
5. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Расчетные зависимости для водоструйных эжекторов//Теплоэнергетика. 1964. № 7. С. 44—48.
6. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Методика расчета водоструйного эжектора//Теплоэнергетика. 1964. № 8. С. 92—94.
7. Болотских Н. С. Строительное водопонижение в сложных гидрогеологических условиях. Киев: Будівельник, 1976. 112 с.
8. Болотских Н. С. Водопонижение. Харьков: Вища шк., 1981. 144 с.
9. Воронкова Н. А., Сафоиев А. П. Расчет режимов работы элеватора с регулируемым выходным сечением сопла//Водоснабжение и сан. техника. 1973. № 9. С. 21—24.
10. Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы: Учебник для вузов//Т. М. Баашта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
11. Грабовский А. М., Иванов К. Ф., Скорубко А. М. Гидравлический расчет параметров кольцевого эжектора//Изв. вузов: Стр-во и архитектура. 1973. № 8. С. 95—99.
12. Григорьев В. М. Вакуумное водопонижение. М.: Стройиздат, 1973. 223 с.
13. Губин М. Ф., Горностаев Ю. Н., Любичкий К. А. Применение эжекторов на гидроэлектростанциях. М.: Энергия, 1971. 87 с.
14. Данюшевский Б. Ю. Местные отсосы с гидроинжекторами при сальниках центробежных насосов//Водоснабжение и сан. техника. 1965. № 1. С. 8—12.
15. Джваршейшвили А. Г. Гидротранспортные системы горнообогатительных комбинатов. М.: Недра, 1973. 352 с.
16. Ермаков Ю. М. Полезный смерч//Изобретатель и рационализатор. 1982. № 11. С. 24—25.
17. Ефимочкин Г. И. Влияние конструкции сопла на работу струйного эжектора//Электр. станции. 1964. № 5. С. 7—11.
18. Жидких В. М., Попов Ю. А. Ледовый режим трубопроводов. Л.: Энергия, 1979. 132 с.
19. Зангер Н. Л. Экспериментальное исследование различных водоструйных насосов с малым отношением площадей поперечных сечений сопла и камеры смешения//Теорет. основы ннж. расчетов. 1970. № 1. С. 12—25.
20. Звездин Ю. Г. Исследование жидкогазового инжектора с диспергированием рабочей жидкости: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МХТИ, 1971. 22 с.

21. Исаев В. И., Васильева Л. К. Обеспечение постоянного залива насосов//Водоснабжение и сан. техника. 1971. № 12. С. 31.
22. Кавитационные характеристики водяных насосов систем высокотемпературного охлаждения дизелей//В. Г. Кривов, С. А. Синатов, В. К. Аверьянов, В. В. Кабыш//Двигателестроение. 1983. № 4. С. 10—13.
23. Каменев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. М.: Стройиздат, 1964. 403 с.
24. Каннинггем, Хэнсен, На. Кавитация в струйном насосе//Теорет. основы инж. расчетов. 1970. № 3. С. 79—91.
25. Карамбиров С. Н. К выбору оптимальных безразмерных параметров струйного насоса//Науч. тр. Моск. гидромелнор. ин-та. 1981. Т. 71. С. 105—111.
26. Карелин В. Я. Насосы с эжекторами для подъема воды из буровых скважин//Водоснабжение и сан. техника. 1964. № 9. С. 35—36.
27. Кирилловский Ю. Л. Баланс энергии и расчет водоструйных аппаратов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МВТУ, 1957. 24 с.
28. Колчагин Т. Г. Исследование некоторых вопросов гидротранспорта мелкодисперсных материалов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ереван: Ереван. политехн. ин-т, 1973. 22 с.
29. Копьев С. Ф., Воронкова Н. А., Сафонов А. П. Экспериментальное исследование элеватора с регулируемым выходным сечением сопла//Водоснабжение и сан. техника. 1972. № 9. С. 25—28.
30. Кореннов Б. Е. Исследование водовоздушных эжекторов с удлиненной цилиндрической камерой смещения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: ВТИ, 1980. 23 с.
31. Кукьян А. А. Экспериментальные исследования влияния несоосности расположения насадки и камеры смещения струйного насоса на его рабочие характеристики//Межвуз. сб. тр./Перм. политехи. ин-т. 1976. № 189. С. 95—100.
32. Кульский Л. А. Теоретические основы и технология кондиционирования воды. Киев: Наукова думка, 1980. 564 с.
33. Кутателадзе С. С., Стирикович М. А. Гидродинамика газожидкостных систем. М.: Энергия, 1976. 296 с.
34. Кэрнс, На. Оптимизация водоструйных насосов//Энерг. машины и установки. 1969. № 1. С. 92—102.
35. Лобанов Д. П., Смолдырев А. Е. Гидромеханизация геологоразведочных и горных работ: Учеб. пособие для вузов. 2-е изд. М.: Недра, 1982. 432 с.
36. Ложков Е. Ф. Исследование гидротранспортных установок с гидроэлеваторами: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Челябинск: Челябинск. политехн. ин-т, 1974. 23 с.
37. Лямаев Б. Ф. Обобщенные характеристики водоструйных насосов//Судостроение. 1971. № 10. С. 29—31.
38. Лямаев Б. Ф. Применение водовоздушных эжекторов для откачки воздуха из центробежных насосов//Водоснабжение и сан. техника. 1966. № 10. С. 11—13.
39. Лямаев Б. Ф. Расчет и анализ технико-экономических показателей водоотливных установок с водоструйными насосами//Изв. вузов: Стр-во и архитектура. 1973. № 11. С. 74—79.
40. Лямаев Б. Ф., Небольсин Г. П., Нелюбов В. А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах: Методы расчета на ЭВМ/Под общ. ред. Б. Ф. Лямаева. Л.: Машиностроение, 1978. 192 с.
41. Михеев О. П. Автоматические водоподъемные установки для систем местного водоснабжения. М.: Стройиздат, 1964. 79 с.
42. Михеев О. П. Повышение производительности автоматических насосных установок с пневматическими баками//Водоснабжение и сан. техника. 1966. № 9. С. 13—15.
43. Мускевич Г. Е. Гидравлические исследования и расчет водоструйных аппаратов гидроэлеваторов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: Моск. гидромелиорат. ин-т, 1971. 20 с.
44. Надысев В. С. Двухструйная канализационная насосная станция//Водоснабжение и сан. техника. 1964. № 2. С. 11—13.

45. Неминский М. Л. Применение эжекторов в гидротехнических сооружениях. М.: Энергоатомиздат, 1985. 95 с. (Б-ка гидротехника и гидроэнергетика. Вып. 80).
46. Нис Р. Е. Всасывающий трубопровод как водоструйный насос//Теорет. основы инж. расчетов. 1968. № 3. С. 206—207.
47. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1971. 540 с.
48. Оссовский Б. С. Теоретические и экспериментальные исследования гидродинамики жидкогазовой инжекции: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МХТИ. 1969. 23 с.
49. Певзнер Б. М. Насосы судовых установок и систем. Л.: Судостроение, 1971. 384 с.
50. Петриченко Р. М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1975. 224 с.
51. Петухова Г. А. Исследование рациональных профилей водоструйных аппаратов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: ВТИ, 1972. 24 с.
52. Подвидз Л. Г., Кирилловский Ю. Л. Расчет оптимального струйного насоса для работы на разнородных и однородных жидкостях//Тр. ВИГМ. 1963. Вып. 32. С. 114—128.
53. Подвидз Л. Г., Кирилловский Ю. Л. Расчет струйных насосов и установок//Тр. ВИГМ. 1968. Вып. 38. С. 44—97.
54. Подвидз Л. Г. Кавитационные свойства струйных насосов//Вестник машиностроения. 1978. № 3. С. 17—20.
55. Рудник В. П. Преобразователь характеристики центробежного насоса. Киев: Будівельник, 1970. 112 с.
56. Рыбицкий Л. С. Исследование тиристорного асинхронного электропривода центробежного насоса при дискретном ступенчатом регулировании: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Рига: Риж. политехн. ин-т, 1979. 24 с.
57. Рычагов В. В., Флоринский М. М. Насосы и насосные станции. Учебник для вузов. 4-е изд. М.: Колос, 1975. 416 с.
58. Семеновский Ю. В., Акулишин В. А., Пыжиков В. С. Эжекционная система аэрации в установках очистки малых количеств сточных вод//Водоснабжение и сан. техника. 1980. № 7. С. 4—6.
59. Семеновский Ю. В. Исследование процессов тепло- и массообмена при распыливании жидкости в воздушной колонне//Водоснабжение и сан. техника. 1980. № 10. С. 8—10.
60. Сизов Г. Н. Гидравлические расчеты специальных систем речных танкеров. Л.: Судостроение, 1976. 288 с.
61. Сизов Г. Н., Аристов Ю. К., Лукин Н. В. Судовые насосы и вспомогательные механизмы. М.: Транспорт, 1982. 303 с.
62. Скобелкин Ю. А., Гиедковский А. Н., Жигулин В. В. Исследование работы эжектора хлоратора ЛОНИИ-100//Водоснабжение и сан. техника. 1975. № 2. С. 35.
63. Скорубко А. М. Гидродинамические исследования кольцевых струйных насосов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: М.: МВТУ, 1978. 16 с.
64. Смородинов М. И. Водопонижительные установки. М.: Стройиздат, 1984. 117 с.
65. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. 2-е изд. М.: Энергия, 1970. 288 с.
66. Стахов Е. А. Очистка нефтесодержащих сточных вод предприятий хранения и транспорта нефтепродуктов. Л.: Недра, 1983. 263 с.
67. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение. М.: Машгиз, 1960. 464 с.
68. Сукач С. П. Установка вакуум-котлов на всасывающих линиях центробежных насосов//Водоснабжение и сан. техника. 1961. № 4. С. 27—29.
69. Суслов М. П. Автоматический подсос и его влияние на работу насосной станции//Водоснабжение и сан. техника. 1964. № 2. С. 29—32.
70. Теминов В. К. Основы теории жидкостных эжекторов. Челябинск: Челябинск. политехн. ин-т, 1971. 89 с.

71. Тиме И. А. Курс гидравлики. Т. 1: Общая гидравлика. СПб: Горн. ин-т, 1894. 169 с.
72. Товстолес Ф. П. Гидравлика и насосы. Ч. 3: Насосы. М.-Л.: ГОНТИ, 1938. 238 с.
73. Тодес О. М., Аэров М. Э., Наринский Д. А. Аппараты со стационарным зернистым слоем. Л.: Химия, 1979. 176 с.
74. Тодес О. М., Цитович О. Б. Аппараты с кипящим слоем. Л.: Химия, 1981. 126 с.
75. Тольцман В. Ф. Увеличение допустимой высоты всасывания насосов// Водоснабжение и сан. техника. 1961. № 1. С. 11—14.
76. Труб И. А., Гриднева З. С. О выборе типа газоотсасывающего устройства для вакуумного деаэрата отопительной котельной// Водоснабжение и сан. техника. 1968. № 5. С. 22—25.
77. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения. М.: Мир, 1972. 440 с.
78. Фридман Б. Э. Гидроэлеваторы. М.: Машгиз, 1960. 324 с.
79. Хлебников И. А. Исследование водоструйного насоса и его применение в железнодорожном водоснабжении: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛИИЖТ, 1951. 25 с.
80. Циклаури Д. С. Гидрокомпрессоры. М.: Стройиздат, 1960. 72 с.
81. Цыганков А. С. Типоразмерный ряд водоструйных эжекторов// Судостроение. 1971. № 12. С. 27—30.
82. Чиняев И. А. Лопастные насосы: Справ. пособ. Л.: Машиностроение, 1973. 184 с.
83. Шепченко Н. П. Установка воздушного бака на всасывающей линии для обеспечения постоянного залива насосов// Водоснабжение и сан. техника. 1970. № 8. С. 37—38.
84. Щербина Г. С. Исследование и совершенствование гидроэлеваторов для гидротранспорта сыпучих материалов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: Ин-т горного дела, 1979. 24 с.
85. Юфин А. П. Гидромеханизация: Учебник для вузов. М.: Стройиздат, 1965. 466 с.
86. Ярьсько О. В. Испытания насосов: Справ. пособ. М.: Машиностроение, 1976. 225 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Основные условные обозначения	5
Введение	9

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ГИДРОСТРУЙНЫЕ И ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

Глава 1. Струйные насосы для однородных жидкостей	20
1.1. Принцип действия и конструкции струйных насосов	—
1.2. Расчет и гидравлические характеристики струйных насосов для однородных жидкостей	29
1.3. Коэффициент полезного действия струйных насосов	47
1.4. Кавитационные характеристики струйных насосов	51
1.5. Основы проектирования гидроструйных насосов	60
Глава 2. Струйные насосы для гидротранспортирования	70
2.1. Основы напорного транспортирования гидросмесей по трубам	—
2.2. Характеристики струйных насосов для гидротранспортирования	83
Глава 3. Жидкостно-газовые струйные аппараты	89
3.1. Область применения и конструкции аппаратов	—
3.2. Расчет жидкостно-газовых аппаратов с компактной струей	92
3.3. Основы расчета жидкостно-газовых аппаратов с диспергированной струей	103
Глава 4. Характеристики лопастных насосов	104
4.1. Рабочие характеристики лопастных насосов	—
4.2. Кавитационные характеристики лопастных насосов	115
4.3. Методы преобразования характеристик лопастных насосов	121

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

УСТАНОВКИ С ГИДРОСТРУЙНЫМИ И ЛОПАСТНЫМИ НАСОСАМИ

Глава 5. Общие положения	138
5.1. Принципиальные схемы установок	—
5.2. Методика расчета и основные показатели циркуляционных установок с гидроструйными и лопастными насосами	145
Глава 6. Установки для обеспечения самовсасывания и увеличения высоты всасывания лопастных насосов	155
6.1. Методы обеспечения самовсасывания и увеличения высоты всасывания лопастных насосов	—
6.2. Циркуляционные самовсасывающие установки для вакуумного водоотлива и водопонижения	157

6.3. Установки с вакуумным баком на всасывающем трубопроводе лопастных насосов	168
6.4. Установки для повышения вакуумметрической высоты всасывания лопастных насосов	174
Глава 7. Циркуляционные установки с лопастными и гидроструйными насосами для откачки жидкости с большой глубины	182
7.1. Схемы установок для откачки жидкости с большой глубины	—
7.2. Расчет установок для откачки жидкости с большой глубины	185
Глава 8. Установки с гидроструйными насосами для преобразования рабочих характеристик лопастных насосов	196
8.1. Схемы установок для преобразования характеристик насосов	—
8.2. Расчет установок, служащих для преобразования характеристик насосов	199
Глава 9. Струйные установки для гидротранспортирования и гидродобычи твердых материалов	208
9.1. Гидротранспортные струйные установки	—
9.2. Струйные установки для всасывания твердого материала из подводных забоев	214
Глава 10. Установки с жидкостно-газовыми струйными аппаратами	215
10.1. Вакуумные установки с жидкостно-газовыми струйными аппаратами	—
10.2. Струйные гидрокомпрессорные установки	232
10.3. Струйные смесители для жидкости и газа	237
Приложение 1. Примеры расчета гидроструйных насосов	243
Приложение 2. Основные параметры и размеры лопастных насосов, выпускаемых промышленностью	255
Список литературы	273

Производственное издание

ЛЯМАЕВ Борис Федорович

ГИДРОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ И УСТАНОВКИ

Редактор *В. М. Рошаль*
Художественный редактор *Н. В. Зимаков*
Технический редактор *Т. П. Малашкина*
Корректоры: *Н. Б. Старостина, Н. В. Соловьева*
Переплет художника *А. А. Парушкина*

ИБ № 5056

Сдано в набор 09.07.87. Подписано в печать 14.01.88. М-30516. Формат 60×90^{1/16}.
Вумага офсетная № 1. Гарнитура литературная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 17,5. Усл. кр.-отт. 18,0. Уч.-изд. л. 19,13.
Тираж 8800 экз. Заказ 182. Цена 1 р. 40 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «Машиностроение»,
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли.
193144, Ленинград, ул. Монсеенко, 10.